

2000



X-53-394,172-4

2000, 2001, 2002, 2003, 2004, 2005, 2006, 2007, 2008, 2009, 2010, 2011, 2012, 2013, 2014, 2015, 2016, 2017, 2018, 2019, 2020, 2021, 2022, 2023, 2024, 2025, 2026, 2027, 2028, 2029, 2030, 2031, 2032, 2033, 2034, 2035, 2036, 2037, 2038, 2039, 2040, 2041, 2042, 2043, 2044, 2045, 2046, 2047, 2048, 2049, 2050, 2051, 2052, 2053, 2054, 2055, 2056, 2057, 2058, 2059, 2060, 2061, 2062, 2063, 2064, 2065, 2066, 2067, 2068, 2069, 2070, 2071, 2072, 2073, 2074, 2075, 2076, 2077, 2078, 2079, 2080, 2081, 2082, 2083, 2084, 2085, 2086, 2087, 2088, 2089, 2090, 2091, 2092, 2093, 2094, 2095, 2096, 2097, 2098, 2099, 2100, 2101, 2102, 2103, 2104, 2105, 2106, 2107, 2108, 2109, 2110, 2111, 2112, 2113, 2114, 2115, 2116, 2117, 2118, 2119, 2120, 2121, 2122, 2123, 2124, 2125, 2126, 2127, 2128, 2129, 2130, 2131, 2132, 2133, 2134, 2135, 2136, 2137, 2138, 2139, 2140, 2141, 2142, 2143, 2144, 2145, 2146, 2147, 2148, 2149, 2150, 2151, 2152, 2153, 2154, 2155, 2156, 2157, 2158, 2159, 2160, 2161, 2162, 2163, 2164, 2165, 2166, 2167, 2168, 2169, 2170, 2171, 2172, 2173, 2174, 2175, 2176, 2177, 2178, 2179, 2180, 2181, 2182, 2183, 2184, 2185, 2186, 2187, 2188, 2189, 2190, 2191, 2192, 2193, 2194, 2195, 2196, 2197, 2198, 2199, 2200, 2201, 2202, 2203, 2204, 2205, 2206, 2207, 2208, 2209, 2210, 2211, 2212, 2213, 2214, 2215, 2216, 2217, 2218, 2219, 2220, 2221, 2222, 2223, 2224, 2225, 2226, 2227, 2228, 2229, 2230, 2231, 2232, 2233, 2234, 2235, 2236, 2237, 2238, 2239, 2240, 2241, 2242, 2243, 2244, 2245, 2246, 2247, 2248, 2249, 2250, 2251, 2252, 2253, 2254, 2255, 2256, 2257, 2258, 2259, 2260, 2261, 2262, 2263, 2264, 2265, 2266, 2267, 2268, 2269, 2270, 2271, 2272, 2273, 2274, 2275, 2276, 2277, 2278, 2279, 2280, 2281, 2282, 2283, 2284, 2285, 2286, 2287, 2288, 2289, 2290, 2291, 2292, 2293, 2294, 2295, 2296, 2297, 2298, 2299, 2300, 2301, 2302, 2303, 2304, 2305, 2306, 2307, 2308, 2309, 2310, 2311, 2312, 2313, 2314, 2315, 2316, 2317, 2318, 2319, 2320, 2321, 2322, 2323, 2324, 2325, 2326, 2327, 2328, 2329, 2330, 2331, 2332, 2333, 2334, 2335, 2336, 2337, 2338, 2339, 2340, 2341, 2342, 2343, 2344, 2345, 2346, 2347, 2348, 2349, 2350, 2351, 2352, 2353, 2354, 2355, 2356, 2357, 2358, 2359, 2360, 2361, 2362, 2363, 2364, 2365, 2366, 2367, 2368, 2369, 2370, 2371, 2372, 2373, 2374, 2375, 2376, 2377, 2378, 2379, 2380, 2381, 2382, 2383, 2384, 2385, 2386, 2387, 2388, 2389, 2390, 2391, 2392, 2393, 2394, 2395, 2396, 2397, 2398, 2399, 2400, 2401, 2402, 2403, 2404, 2405, 2406, 2407, 2408, 2409, 2410, 2411, 2412, 2413, 2414, 2415, 2416, 2417, 2418, 2419, 2420, 2421, 2422, 2423, 2424, 2425, 2426, 2427, 2428, 2429, 2430, 2431, 2432, 2433, 2434, 2435, 2436, 2437, 2438, 2439, 2440, 2441, 2442, 2443, 2444, 2445, 2446, 2447, 2448, 2449, 2450, 2451, 2452, 2453, 2454, 2455, 2456, 2457, 2458, 2459, 2460, 2461, 2462, 2463, 2464, 2465, 2466, 2467, 2468, 2469, 2470, 2471, 2472, 2473, 2474, 2475, 2476, 2477, 2478, 2479, 2480, 2481, 2482, 2483, 2484, 2485, 2486, 2487, 2488, 2489, 2490, 2491, 2492, 2493, 2494, 2495, 2496, 2497, 2498, 2499, 2500, 2501, 2502, 2503, 2504, 2505, 2506, 2507, 2508, 2509, 2510, 2511, 2512, 2513, 2514, 2515, 2516, 2517, 2518, 2519, 2520, 2521, 2522, 2523, 2524, 2525, 2526, 2527, 2528, 2529, 2530, 2531, 2532, 2533, 2534, 2535, 2536, 2537, 2538, 2539, 2540, 2541, 2542, 2543, 2544, 2545, 2546, 2547, 2548, 2549, 2550, 2551, 2552, 2553, 2554, 2555, 2556, 2557, 2558, 2559, 2560, 2561, 2562, 2563, 2564, 2565, 2566, 2567, 2568, 2569, 2570, 2571, 2572, 2573, 2574, 2575, 2576, 2577, 2578, 2579, 2580, 2581, 2582, 2583, 2584, 2585, 2586, 2587, 2588, 2589, 2590, 2591, 2592, 2593, 2594, 2595, 2596, 2597, 2598, 2599, 2600, 2601, 2602, 2603, 2604, 2605, 2606, 2607, 2608, 2609, 2610, 2611, 2612, 2613, 2614, 2615, 2616, 2617, 2618, 2619, 2620, 2621, 2622, 2623, 2624, 2625, 2626, 2627, 2628, 2629, 2630, 2631, 2632, 2633, 2634, 2635, 2636, 2637, 2638, 2639, 2640, 2641, 2642, 2643, 2644, 2645, 2646, 2647, 2648, 2649, 2650, 2651, 2652, 2653, 2654, 2655, 2656, 2657, 2658, 2659, 2660, 2661, 2662, 2663, 2664, 2665, 2666, 2667, 2668, 2669, 2670, 2671, 2672, 2673, 2674, 2675, 2676, 2677, 2678, 2679, 2680, 2681, 26

GREGORIO RUIZ ARROYO

Madrid, 1999



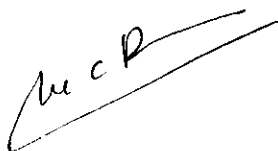
1. *Journal of the American Medical Association*, 1997; 277: 1033-1036.

M^a del Carmen Palancar Montero y José Manuel Aragón Romero, profesores
Titulares del Departamento de Ingeniería Química de la Facultad de Ciencias
Químicas de la Universidad Complutense de Madrid,

Informan que:

El presente trabajo de investigación, titulado "*Estudio de la transferencia de calor en haces de barras verticales. Aplicación a contenedores de almacenamiento de combustible nuclear gastado*", constituye la memoria que presenta el Licenciado D. Gregorio Ruiz Arroyo, con un contenido, duración y extensión que consideran satisfacen los requisitos necesarios como Tesis Doctoral.

Y para que conste firman el presente informe en Madrid, a 8 de octubre de 1999.

A handwritten signature in black ink, appearing to be 'Mª C P', written over a horizontal line.

M^a del Carmen Palancar Montero

A handwritten signature in black ink, appearing to be 'J M A R', written over a horizontal line.

José Manuel Aragón Romero

AGRADECIMIENTOS

Este trabajo ha sido realizado en el Departamento de Ingeniería Química de la Facultad de Ciencias Químicas de la UCM, bajo la dirección de la Dra. M^a del Carmen Palancar Montero y del Dr. José Manuel Aragón Romero, a quienes deseo expresar mi más sincero agradecimiento por su enseñanza, dedicación y constante apoyo durante todo el proceso de elaboración de esta tesis.

Quiero agradecer a mis compañeros de laboratorio, Felipe, Fernando, Miguel y Santiago, por mantener un agradable ambiente de trabajo y por su ayuda en aquellos momentos más difíciles.

Y a mis padres, que han puesto todo su empeño para sacar adelante este trabajo.

A mis sobrinos

Adrián, Daniel, David y Raquel

ÍNDICE

RESUMEN.....	IX
1. – INTRODUCCIÓN.....	1
1.1. - Combustible nuclear gastado generado en las centrales nucleares.....	5
1.1.1. - Caracterización del combustible nuclear gastado.....	5
1.1.1.1. - Descripción física de un elemento combustible.....	6
1.1.1.2. - Evolución isotópica y generación de calor.....	8
1.1.2. - Producción de combustible nuclear gastado.....	12
1.1.3. - Gestión de combustible nuclear gastado.....	13
1.1.3.1. - Almacenamiento temporal.....	14
1.1.3.1.1. - Almacenamiento por vía húmeda.....	15
1.1.3.1.2. - Almacenamiento por vía seca.....	16
1.1.3.1.3. - Instalaciones de almacenamiento temporal.....	18
1.1.3.2. - Contenedores metálicos de doble uso.....	21
1.2. - Mecanismos de transferencia de calor.....	29
1.2.1. - Conducción.....	30
1.2.1.1. - Conductividad térmica.....	31
1.2.1.2. - Analogía eléctrica.....	32
1.2.1.3. - Resistencia de contacto.....	33
1.2.2. - Convección.....	34
1.2.2.1. - Convección natural.....	36
1.2.2.1.1. - Coeficiente de transferencia de calor por convección.....	39
1.2.2.1.2. - Tipos de régimen de flujo.....	41
1.2.3. - Radiación.....	44
1.2.3.1. - Factores de visión.....	48
1.2.3.2. - Intercambio de radiación térmica entre superficies separadas por un medio no absorbente.....	50
1.3. - Fenómenos de transferencia de calor mediante procesos combinados de radiación y convección natural.....	52

ÍNDICE

1.3.1. - Transferencia de calor en recintos verticales.....	52
1.3.2. - Transferencia de calor en contenedores de transporte y almacenamiento de combustible nuclear gastado.....	57
1.4. - Objetivos y plan de trabajo.....	62
2. - PARTE EXPERIMENTAL.....	65
2.1. - Instalación y técnicas experimentales.....	66
2.1.1. - Descripción de la instalación.....	66
2.1.1.1. - Descripción del haz de barras.....	67
2.1.1.2. - Descripción de las rejillas.....	70
2.1.1.3. - Descripción de las carcasa.....	73
2.1.1.4. - Descripción del equipo de medida.....	74
2.1.2. - Experimentación preliminar.....	76
2.1.2.1. - Determinación del estado estacionario.....	76
2.1.2.2. - Determinación del espesor de aislante.....	77
2.1.3. - Puesta en marcha de la instalación experimental.....	78
2.2. - Resultados experimentales.....	79
2.2.1. - Perfiles térmicos longitudinales de barras.....	80
2.2.1.1. - Influencia del diámetro de carcasa.....	80
2.2.1.2. - Influencia de la potencia eléctrica suministrada.....	84
2.2.1.3. - Influencia del espaciado entre barras.....	87
2.2.1.4. - Influencia de la posición de barra en el haz.....	90
2.2.1.5. - Influencia de la geometría de carcasa.....	91
2.2.1.6. - Influencia de la multiplicidad del haz.....	94
2.2.1.7. - Influencia de la presencia de rejilla central espaciadora.....	96
2.2.2. - Perfiles térmicos radiales en las rejillas.....	98
3. - ELABORACIÓN Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS.....	102
3.1. - Metodología.....	103
3.2. - Temperatura media en los elementos del sistema.....	106

3.3. - Transferencia de calor por radiación.....	115
3.3.1. – Determinación de los factores de visión.....	115
3.3.1.1. - Factores de visión entre barras.....	116
3.3.1.2. - Factores de visión para carcasa cilíndrica.....	117
3.3.1.3. - Factores de visión para carcasa cuadrada.....	119
3.3.2. - Calor emitido por radiación.....	120
3.3.3. - Calor neto transferido por radiación.....	130
3.4. - Transferencia de calor por conducción.....	136
3.5. - Transferencia de calor por convección.....	139
3.5.1. - Coeficientes de transferencia de calor por convección.....	139
3.5.2. - Número de Nusselt.....	146
3.5.2.1. - Nusselt individual de barra.....	148
3.5.2.2. - Nusselt global annulus.....	154
3.5.3. - Correlaciones del Nusselt frente al Rayleigh.....	160
3.5.3.1. - Correlaciones individuales.....	162
3.5.3.2. - Correlaciones globales.....	164
3.5.3.3. - Errores asociados a las correlaciones.....	167
3.5.4. - Aplicación de las correlaciones.....	169
4. - CONCLUSIONES.....	173
5. - NOMENCLATURA.....	176
6. - REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	179
APÉNDICE A. - DATOS EXPERIMENTALES.....	185
A.1. - Configuración 1x1. Carcasa cilíndrica.....	186
A.2. - Carcasa cilíndrica. Espaciado de 2.60 cm.....	192
A.3. - Carcasa cilíndrica. Espaciado de 2.08 cm.....	199
A.4. - Carcasa cilíndrica. Espaciado de 1.62 cm.....	206
A.5. - Carcasa cilíndrica. Rejilla central.....	221
A.6. - Carcasa cuadrada. Espaciado de 1.62 cm.....	222
A.7. - Carcasa cuadrada. Rejilla central.....	231

APÉNDICE B. - CÁLCULO DE LOS FACTORES DE VISIÓN.....	235
B.1. - Ecuaciones base para el cálculo de los factores de visión.....	236
B.1.1. - Factor de visión de un cilindro central con respecto a “N” cilindros....	236
B.1.2. - Factores de visión entre cilindros coaxiales de igual longitud.....	237
B.1.3. - Factor de visión entre un plano y un cilindro paralelo y centrado.....	238
B.1.4. - Factor de visión entre un plano y un cilindro paralelo y no centrado....	239
B.1.5. - Factor de visión entre dos planos paralelos.....	240
B.1.6. - Factor de visión entre dos planos perpendiculares.....	241
B.2. - Valores de los factores de visión entre elementos del sistema.....	242
B.2.1. - Factores de visión entre barras.....	242
B.2.2. - Factores de visión en carcasa cilíndrica.....	242
B.2.3. - Factores de visión en carcasa cuadrada.....	248
APÉNDICE C. - LISTADO DE PROGRAMA DE CÁLCULO.....	250
APÉNDICE D. - PROPIEDADES TERMOFÍSICAS DEL AIRE.....	256
D.1. - Viscosidad cinemática.....	257
D.2. - Difusividad térmica.....	258
D.3. - Conductividad térmica.....	259

RESUMEN

RESUMEN

Las técnicas de almacenamiento en seco de combustible nuclear gastado son estudiadas con vistas a encontrar ventajas económicas y de seguridad en relación con el almacenamiento en piscinas de agua. El almacenamiento en seco es una técnica más atractiva que la técnica húmeda cuando se consideran periodos de almacenamiento a medio plazo, superiores a varios decenios. Sin embargo el combustible nuclear gastado, en condiciones de almacenamiento en seco, estará siempre a una temperatura mayor que bajo el agua, debido a las peores propiedades de transferencia de calor del gas.

De todos los sistemas empleados para el almacenamiento en seco, los que presentan mayores ventajas son los contenedores metálicos diseñados para la expedición y el almacenamiento. Una de las ventajas que proporcionan los contenedores metálicos con vistas a la gestión del combustible nuclear gastado es la capacidad de almacenamiento de forma modular, lo que permite su ampliación a medida que se requiere, mientras que otras alternativas de almacenamiento proporcionan capacidad de forma masiva desde el momento en el que se encuentran operativas. Otras ventajas son que su operación y mantenimiento son muy sencillos y el desmantelamiento de una instalación de contenedores es relativamente simple. Los contenedores llenos de combustible gastado se disponen sobre una solera de hormigón y con el fin de preservarlos de los agentes atmosféricos se construye una nave de estructura ligera que permite la circulación de aire por convección natural.

El diseño de contenedores de transporte y almacenamiento de combustible gastado requiere un conocimiento claro de los procesos de transferencia de calor que tienen lugar en el interior del contenedor. Estos procesos de transferencia de calor dependen de parámetros geométricos internos, propiedades de la superficie, tasa de generación de calor del combustible gastado, condiciones límites en la superficie del contenedor y medio de llenado del contenedor. El calor por decaimiento es eliminado de la pared del contenedor por convección natural.

La obtención de correlaciones precisas para la transferencia de calor por convección natural en recintos verticales de bordes regulares (cilindros concéntricos) o irregulares (cilindros en el interior de recintos rectangulares o hexagonales) es de gran utilidad en el desarrollo y mejora de los

contenedores de transporte y almacenamiento, utilizados para refrigerar pasivamente los ensamblajes de combustible nuclear gastado.

En general los diversos códigos de cálculo desarrollados para el estudio de la transferencia de calor en el interior de los contenedores, no se ajustan a los resultados experimentales cuando la influencia de la convección es apreciable. En algunos códigos, como el COBRA-SFS e HYDRA-I, si se contempla la convección, pero surge una importante limitación al suponer una geometría axial uniforme sin tener en cuenta las rejillas espaciadoras en los conjuntos de barras, que disminuyen la sección de paso del flujo y producen perturbaciones en el flujo del fluido. Por otro lado, los modelos térmicos existentes predicen la temperatura máxima en el interior del contenedor utilizando correlaciones globales del número de Nusselt, sin tener en cuenta los parámetros geométricos.

El objetivo de la presente tesis doctoral es estudiar y simular la transferencia de calor en el interior de la cavidad central de contenedores utilizados para el almacenamiento y transporte de combustible nuclear gastado, mediante un sistema experimental constituido por un haz de barras generadoras de calor y una carcasa exterior. Para ello, ha sido desarrollado un modelo matemático que permite cuantificar la transferencia de calor por convección natural en el interior del sistema y predecir su temperatura máxima, teniendo en cuenta los diferentes aspectos geométricos del haz de barras y de la carcasa, la tasa de generación de calor, la presencia de elementos distorsionantes del flujo térmico, como rejillas y el valor de la temperatura en la carcasa.

En la práctica este objetivo se consigue mediante la obtención de correlaciones que puedan ser aplicadas, para el intervalo de condiciones de operación estudiado, a un conjunto de barras verticales con generación interna de calor. El modelo matemático así obtenido relaciona el número de Nusselt con otro número típico del fenómeno de la convección natural, el número de Rayleigh, y con parámetros adimensionales de tipo geométrico que caracterizan el sistema.

El procedimiento experimental empleado consiste en la medida de temperaturas, en régimen estacionario, en un sistema de barras generadoras de calor y de rejillas, rodeado de una carcasa que se encuentra aislada térmicamente del exterior. Para simular el calor generado por los productos de fisión y actínidos en los elementos combustibles gastados de los reactores nucleares comerciales, se introdujo en el interior de cada barra una resistencia eléctrica, tipo “termocoax”, de 3 mm de diámetro, colocada a lo largo de su eje longitudinal, con lo cual cada barra disipa una potencia uniforme por unidad de longitud. La medida de temperaturas superficiales en la barra se realiza mediante termopares. Los termopares se colocan por el interior de la barra y sus puntos calientes se introducen por orificios practicados en la pared de la barra, técnica que trata de no alterar las líneas de flujo del fluido.

Las barras quedan ajustadas por ambos extremos mediante rejillas de fijación que mantienen la distancia entre barras. Estas rejillas contribuyen además a la verticalidad del haz mediante su fijación a una estructura metálica. Un segundo tipo de rejillas, denominadas espaciadoras, situadas en el interior del haz contribuyen a mantener la distancia adecuada entre barras. La estructura de la rejilla de fijación se basa en cuatro pestañas transversales donde se sujeta cada barra. Las rejillas espaciadoras a diferencia de las de fijación, contactan con las barras sólo en tres puntos, uno de los cuales es un resorte que mantiene una fricción sobre la superficie de las barras impidiendo su movimiento en dirección longitudinal y asegurando el espaciado entre las barras.

Se han realizado un total de ciento cuarenta y siete experimentos, que cubren un intervalo de potencias caloríficas comprendido entre 1.5 y 53.7 vatios por barra y una combinación de parámetros geométricos relacionados con el haz y la carcasa. Las variables estudiadas han sido la multiplicidad del haz (M), la relación entre espaciado entre barras anexas y diámetro de barra (S), la relación entre los diámetros de carcasa y haz (K) y la presencia de la rejilla central espaciadora. El intervalo de condiciones de operación y de valores de los parámetros geométricos estudiados ha sido: $1.7 \times 10^4 \leq Ra_b \leq 5.8 \times 10^8$; $2 \leq M \leq 6$; $1.25 \leq S \leq 2.0$ y $2.7 \leq K \leq 9.8$.

La variación de las temperaturas puntuales de barra en función de la longitud de ésta muestra perfiles térmicos curvados debido a la convección. El perfil térmico es más acusado en la mitad inferior de barra y este efecto se acrecienta cuando las barras quedan divididas en dos mitades mediante una rejilla central espaciadora. En las configuraciones de múltiples barras, el perfil térmico longitudinal de cada barra es función de la posición que ocupa en el haz. Los perfiles de la barra central y barra más periférica del haz son muy diferentes, siendo muy acusados en la barra central y prácticamente lineales en la barra periférica.

La curvatura del perfil térmico de barras depende de la potencia suministrada, de modo que a la menor de las potencias eléctricas se observa un perfil prácticamente lineal, mientras que a medida que se aumenta la potencia el perfil se hace mucho más acusado. Otro parámetro importante a tener en cuenta en el estudio térmico de los sistemas de múltiples barras es el espaciado entre estas. El espaciado indica el grado de distanciamiento entre los focos suministradores de calor en el sistema. Para estudiar su influencia se han utilizado tres diferentes espaciados entre barras. Con el espaciado mínimo se observa un perfil térmico de tipo exponencial. En los sistemas con espaciado intermedio y máximo, los perfiles térmicos son más lineales y similares en todas las barra.

La carcasa es una envolvente rígida que rodea al haz y cuya geometría influye en los perfiles térmicos de las barras. Con el fin de estudiar el efecto de la geometría de la envolvente del haz, se

ha experimentado con carcasas de geometría cuadrada y cilíndrica. Las diferencias mayores en los perfiles térmicos se observan en la mitad inferior de la barra central del haz, cuyo perfil es más acusado para los sistemas rodeados de carcasa cilíndrica.

Las rejillas de sujeción y espaciadoras de que dispone el haz de barras, situadas en los extremos y centro del haz, respectivamente, suponen un impedimento a la convección y distorsionan el flujo convectivo. La presencia de la rejilla central produce un corte del flujo de convección, dado el carácter ascendente de las líneas de flujo. A partir de la rejilla central comienza de nuevo a desarrollarse las capas límites térmicas y de velocidad, con lo cual el haz queda dividido en dos mitades o zonas. En la mitad inferior del haz han sido detectados un mínimo y un máximo local de temperaturas que es atribuido a una zona de recirculación parcial de aire en dicha zona, como consecuencia del impedimento físico que supone para el desarrollo total de la convección.

Existe también transmisión de calor por conducción desde la barra hacia la rejilla a través de los puntos de contacto entre ambas. Para cuantificar estas pérdidas de calor a través de las rejillas se han realizado medidas de temperaturas en diferentes puntos de las rejillas. Mediante aplicación de las ecuaciones correspondientes a la conducción se ha obtenido que el porcentaje de pérdidas de calor disminuye con la potencia suministrada al haz de barras. La rejilla central espaciadora supone pérdidas medias de calor por conducción del 3.4 % del calor eléctrico suministrado al sistema, mientras que en la rejilla superior de fijación las pérdidas son ligeramente mayores, con un porcentaje del 3.6 %.

Considerando que las pérdidas de calor por conducción son despreciables en el balance global de energía en el sistema, se puede suponer que el flujo de calor eléctrico suministrado a cada barra se transfiere al resto del sistema por radiación y convección. Conocido el flujo de calor eléctrico suministrado y el calor neto transferido por radiación se puede conocer, por diferencia, el flujo de calor neto transferido por convección desde cada barra.

A partir del flujo de calor neto transferido por convección desde cada barra del sistema y las temperaturas de barra y carcasa se puede obtener el coeficiente individual medio de transferencia de calor por convección. El coeficiente global de transferencia de calor por convección se obtiene a partir del caudal de calor neto transferido por convección desde todas las barras del haz, el área lateral equivalente de éste, así como la temperatura máxima de la barra central y la temperatura de la carcasa. El coeficiente individual de transferencia de calor por convección alcanza valores máximos en la barra más periférica del haz y valores mínimos en la barra central (coeficientes de 0.21 a 11.05 W/(m² °C)). Los valores de los coeficientes globales de transferencia de calor por convección se encuentran en el intervalo comprendido entre 1.7 y 31.7 W/(m² °C).

Mediante los coeficientes individuales o globales de transferencia de calor por convección y la conductividad térmica del fluido se obtienen los números adimensionales de Nusselt. Los Nusselt individuales están referidos al diámetro de barra y los globales a la diferencia entre diámetro (ó lado) de la carcasa y diámetro (ó lado) equivalente del haz, según la geometría de la carcasa utilizada. El Nusselt global se denomina *annulus* porque describe la transferencia de calor global por convección desde el haz de barras hacia la carcasa que lo rodea, utilizando un modelo de anillo equivalente, donde el conjunto de barras que constituyen el haz forma un cilindro o cuadrado concéntricos con la carcasa.

Los números de Nusselt individuales y globales han sido correlacionados con los números de Rayleigh correspondientes, mediante una ecuación de tipo exponencial, $Nu_x = cte (Ra_x)^n$, donde el exponente del número de Rayleigh, n , depende únicamente de la geometría de la carcasa, coincidiendo para correlaciones individuales y globales. El exponente tiene un valor de 0.248 en sistemas de carcasa cilíndrica, mientras que para carcasa cuadrada es de 0.296. La constante de la correlación, *cte*, depende de los parámetros geométricos del haz (posición de barra, hueco anular entre haz y carcasa, espaciado entre barras y número de barras) y del tipo de geometría de rejilla situada en la base inferior del sistema.

La geometría de la carcasa influye en la transferencia de calor por convección. Las diferencias en las condiciones de contorno del sistema aparecen reflejadas en el valor del exponente del número de Rayleigh. Según el modelo de anillo equivalente, los sistemas de cilindros concéntricos (haz de barras y carcasa cilíndrica) presentan un régimen de flujo laminar, dado que el valor del exponente es próximo a 0.25. Sin embargo en los sistemas de cuadrados concéntricos (haz de barras y carcasa cuadrada) el régimen de flujo tiende a ser turbulento, ya que el valor del exponente del número del Rayleigh está próximo a 0.33. Así, desde el punto de vista de la modelización de la transferencia de calor en el interior de los contenedores, cestas de geometría cilíndrica aseguran un predecible flujo laminar, incluso para números de Rayleigh superiores a los recogidos en la bibliografía para cambio de régimen de flujo, mientras que cestas cuadradas conducen a un régimen próximo al de transición entre el laminar y el turbulento, situación más difícil de reproducir y modelizar.

El número de correlaciones individuales obtenidas para cada sistema se corresponde con el número de barras que ocupan posiciones relativas distintas en el haz. El valor de la constante de las correlaciones aumenta a medida que las barras ocupan posiciones más periféricas en el haz y mayor es el espaciado entre barras anexas. La geometría de la rejilla también afecta al valor de la constante, siendo su valor menor en la zona de barra situada por encima de la rejilla central espaciadora. El error medio asociado a las correlaciones individuales de barra es del 4.4 %.

Las correlaciones globales contienen un máximo de tres parámetros geométricos. El Nusselt global aumenta de forma considerable con el espaciado entre barras y ligeramente con la multiplicidad del haz y el diámetro de carcasa. Cuando el haz dispone de una rejilla central espaciadora, el valor del Nusselt global de la zona inferior del haz es un 50 % más elevado que el correspondiente a la zona superior. El error medio asociado a las correlaciones globales es del 3.8 %. Considerando las incertidumbres en las medidas de temperaturas, donde la precisión considerada es de 1 °C y dada la complejidad de los sistemas experimentales utilizados, se puede concluir que los valores del Nusselt teórico predichos tienen una proximidad satisfactoria con los valores obtenidos experimentalmente. Además, las correlaciones globales han sido verificadas cualitativamente con otras existentes en la bibliografía y se ha encontrado una buena concordancia.

La temperatura máxima alcanzada en el interior del haz de barras puede ser obtenida a partir del número de Nusselt global, del caudal de calor neto total transferido por convección, parámetros geométricos del haz y valores de las propiedades termofísicas del aire a la temperatura media entre carcasa y barra central. Una comparación de los valores experimentales de temperatura máxima con los resultados de las predicciones, refleja que los errores cometidos se encuentran en un margen inferior al 5 %.

El Nusselt global obtenido mediante correlación requiere conocer la temperatura máxima del sistema que aparece en la expresión del número de Rayleigh global. Dado que es precisamente esta temperatura el objeto de la predicción, se han modificado las correlaciones del Nusselt global, para ser referidas al número de Rayleigh global modificado, el cual se calcula a partir del caudal de calor neto total transferido por convección en lugar de la temperatura máxima de la barra central del sistema.

1. - INTRODUCCIÓN

1. - INTRODUCCIÓN

A finales de 1998 operaban en todo el mundo 434 reactores nucleares, distribuidos en 32 países y con una potencia total instalada de 349.2 GWe, que supuso el 16 % de la electricidad mundial consumida. Había además 35 reactores que se encontraban en fase de construcción.

En España existen en la actualidad siete emplazamientos nucleares con nueve reactores en funcionamiento y una potencia total instalada de 7.64 GWe, que produjeron en 1998 aproximadamente el 30 % del total de la energía eléctrica generada en el país (ENERGÍA, 1999). Los nueve reactores nucleares en operación son:

- ALMARAZ I y II. Dos reactores de agua a presión (PWR) de 974 y 983 MWe, respectivamente.
- ASCÓ I y II. Dos reactores de agua a presión (PWR) de 979 y 976 MWe, respectivamente.
- COFRENTES. Un reactor de agua en ebullición (BWR) de 1025 MWe.
- JOSÉ CABRERA (ZORITA). Un reactor de agua a presión (PWR) de 160 MWe.
- SANTA MARÍA DE GAROÑA. Un reactor de agua en ebullición (BWR) de 466 MWe.
- TRILLO. Un reactor de agua a presión (PWR) de 1066 MWe.
- VANDELLÓS II. Un reactor de agua a presión (PWR) de 1009 MWe.

Existen además las fábricas de combustible de JUZBADO y de concentrados de uranio de SAELICES, ambas ubicadas en la provincia de Salamanca. El CABRIL es el almacén de residuos radiactivos de baja y media actividad, situado en Hornachuelos (Córdoba). En la figura 1.1 se muestra esquemáticamente la distribución del parque nuclear español.

Toda actividad relacionada con la obtención de energía eléctrica de origen nuclear lleva asociada la generación de residuos radiactivos. El 95 %, en volumen, de este tipo de residuos proceden de las etapas que constituyen el ciclo del combustible nuclear y de las centrales nucleares donde se “quema” este combustible. El 5 % restante es debido a aplicaciones no energéticas de la energía nuclear y está relacionado con las actividades de producción de isótopos radiactivos, medicina, industria e investigación.

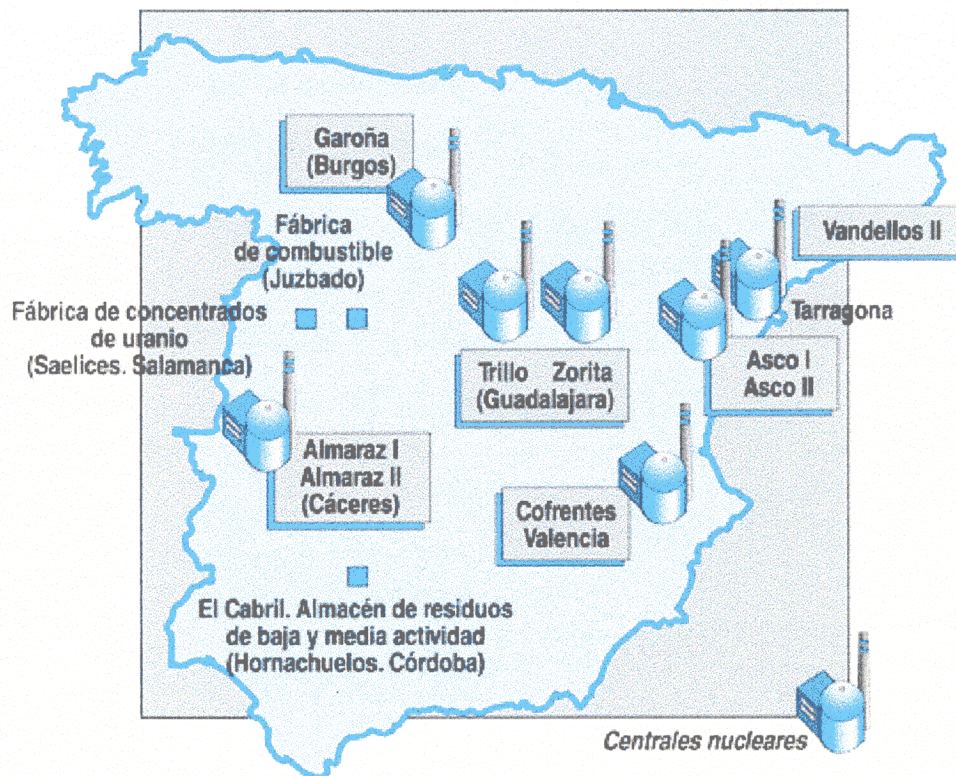


Figura 1.1. Parque nuclear español

Los residuos radiactivos contienen radionucleidos que consisten en elementos cuyos núcleos tienen una relación especial entre el número de protones y neutrones que les da un carácter inestable. El peligro de estos residuos radica en la radiactividad α , β y γ emitida, que puede afectar a las personas y al medio ambiente. Algunos radionucleidos como el Cs-137 y el Sr-90 serán inactivos al cabo de algunos siglos, mientras que otros como el Pu-239 permanecerán activos centenares de miles de años, tiempo necesario para conseguir la estabilidad.

La radiactividad α se caracteriza por la expulsión de núcleos pesados, formados por dos protones y dos neutrones. Las partículas α son fuertemente ionizantes, pudiendo dar lugar a 50 000 pares de iones por cada centímetro que recorren. En consecuencia ceden rápidamente su energía a la materia que atraviesan, siendo en general su trayectoria de tan sólo algunos centímetros en el aire.

La radiactividad β se caracteriza por la transformación, en el interior del núcleo, de un protón en

neutrón o viceversa. La carga eléctrica liberada, positiva o negativa, se emite desde el núcleo bajo la forma de una partícula que consiste en un electrón fuertemente acelerado. Las partículas β son medianamente ionizantes, formando del orden de 100 pares de iones por centímetro recorrido. Su recorrido medio será de algunos metros en el aire.

Después de una emisión α o β , los núcleos afectados se encuentran generalmente excitados, es decir con un exceso de energía que es expulsada del núcleo en forma de emisión gamma. Los rayos γ son de naturaleza electromagnética, y por lo tanto, carentes de masa y de carga eléctrica. Además los rayos γ son ionizantes sólo de forma indirecta y débil, no pudiéndose definir un recorrido máximo. Por razón de su naturaleza no pueden ser totalmente detenidos o absorbidos, no obstante se considera que pierden su carácter nocivo después de una trayectoria del orden de 100 metros en el aire.

La gestión técnica de los residuos radiactivos no es igual para todos los tipos, así los residuos que contienen radionucleidos de vida muy corta, o su cuantía y actividad son muy pequeñas, pueden ser emitidos de forma inmediata o en un breve espacio de tiempo de forma controlada al medio ambiente. En cambio, los residuos que contienen radionucleidos de vida más larga deben mantenerse aislados durante el tiempo suficiente para que lleguen a ser inocuos. Para ello, se confinan en bidones convencionales de 220 litros los residuos de baja y media actividad.

De entre todos los tipos de residuos, requiere mención especial el combustible nuclear gastado, el cual es necesario retirar del núcleo del reactor y sustituir por combustible fresco. Esta operación se lleva a cabo después de un periodo de tiempo comprendido entre 12 y 18 meses, y es necesaria debido a la aparición en los elementos combustibles gastados de productos de fisión y actínidos que interrumpen la reacción de fisión en cadena.

La gestión del combustible gastado de las centrales nucleares plantea problemas de índole técnico y social, debido a que dicho combustible es un residuo de alta actividad que necesita miles de años para que su actividad decaiga a los valores existentes de forma natural en la tierra. El combustible nuclear gastado emite además cantidades importantes de calor. La potencia térmica generada, al cabo de 10 años desde la descarga del reactor, es de aproximadamente 1.3 kW por tonelada de uranio metálico gastado (BELL, 1973).

El combustible gastado retirado del reactor se dispone en las piscinas de la propia central durante un periodo de tiempo corto para permitir el decaimiento de los productos de fisión, la reducción de la generación de calor y de las emisiones gamma, facilitando con ello su posterior manejo y gestión.

Debido a la capacidad limitada de estas piscinas, es necesario que al cabo de cierto tiempo el combustible sea trasladado a unos almacenes intermedios, donde permanecerá un periodo de tiempo de hasta 50 años. Durante este tiempo el combustible gastado se enfría aún más y decaen los productos de fisión más significativos, lo cual facilitará las operaciones futuras con vistas a su almacenamiento definitivo.

El destino final de estos residuos de alta actividad, que contienen radionucleidos de vida larga en cantidades nocivas, es su aislamiento el tiempo suficiente mediante confinamiento en contenedores dispuestos en el interior de una estructura ingenieril especialmente diseñada.

1.1. - Combustible nuclear gastado generado en las centrales nucleares

El combustible nuclear, a medida que genera energía en el reactor, pierde efectividad debido a la acumulación de productos de fisión y la disminución del contenido de material fisil. Al cabo de cierto tiempo es necesario proceder a la sustitución del núcleo del reactor (una tercera parte) por combustible fresco. Esta operación denominada “recarga” se suele efectuar anualmente, aunque la tendencia actual es llegar a ciclos de 18 meses e incluso mayores.

1.1.1. - Caracterización del combustible nuclear gastado

En los reactores refrigerados por agua ligera, en sus modalidades de agua a presión (PWR) y agua en ebullición (BWR), los elementos combustibles descargados contienen esencialmente uranio ligeramente enriquecido (con un contenido medio del 0.8 al 1 % de U-235), plutonio (8-9 Kg por tonelada) y del 3 al 4 % de productos de fisión (RAMIREZ, 1997).

En base a una tonelada de uranio fresco alimentado al reactor, y un grado de enriquecimiento inicial del 3.3 % en U-235, se han quemado alrededor de 25 kg de este isótopo fisil, dando lugar a los productos de fisión. También se gastan aproximadamente 24 kg de U-238 que dan lugar a los actínidos, algunos de los cuales como el Pu-239 se fisianan en parte y generan más productos de fisión.

El combustible nuclear gastado es clasificado por parte del OIEA como residuo tipo I (alta actividad y periodo largo) y se caracteriza por tener una radiotoxicidad elevada, generar una cantidad importante de calor y presentar una actividad beta/gamma alta y una actividad alfa significativa.

1.1.1.1. - Descripción física de un elemento combustible

Durante el tiempo de permanencia en el reactor, si no hay accidentes, la estructura física del elemento combustible gastado no varía, por lo que sus dimensiones, geometría, etc. son iguales a las del combustible fresco.

El elemento combustible empleado como fuente de energía en los reactores nucleares está constituido por un haz de barras en forma de malla regular cuadrado y soportado, a intervalos regulares de su longitud, mediante rejillas espaciadoras que mantienen la distancia deseada entre barras.

Las barras combustibles constan de un apilamiento de pastillas cerámicas de dióxido de uranio (a veces mezclado con óxido de gadolinio) dispuestas en el interior de un tubo cuyos extremos están herméticamente cerrados mediante tapones soldados. Un muelle situado en la parte superior del tubo impide su movimiento.

Con el fin de facilitar el manejo y transporte del elemento combustible, dispone en su extremo de unas piezas robustas metálicas, que sirven como interfase con los elementos internos del reactor.

En los conjuntos de haces para reactores de agua a presión, la posición de algunas de las barras combustibles está ocupada por tubos que sirven de guía para el alojamiento eventual de las barras de control y además se unen a los cabezales y a las rejillas, fijando su situación. En los conjuntos combustibles para reactores de agua en ebullición se disponen, en ciertas posiciones, algunos tubos huecos (barras de agua) cuya misión es la de mejorar la reactividad nuclear y fijar la posición axial de las rejillas. En la figura 1.2 se muestra las principales características de los conjuntos combustibles para reactores BWR, así como los componentes principales que los integran, en especial las rejillas espaciadoras.

Los requisitos funcionales de las rejillas son:

- Proporcionar un soporte lateral y axial adecuado a la barra combustible, dando continuidad estructural al conjunto.
- Asegurar el distanciamiento adecuado entre las barras combustibles.
- Promover la mezcla del refrigerante, para uniformizar su temperatura.
- Minimizar la pérdida de carga hidráulica en el refrigerante.

Las tensiones, deformaciones o cargas en los componentes estructurales de los elementos combustibles cumplen con los criterios de la Sección III del código ASME, teniendo en cuenta los efectos de la corrosión y del desgaste por frotamiento en los puntos de contacto entre diferentes elementos.

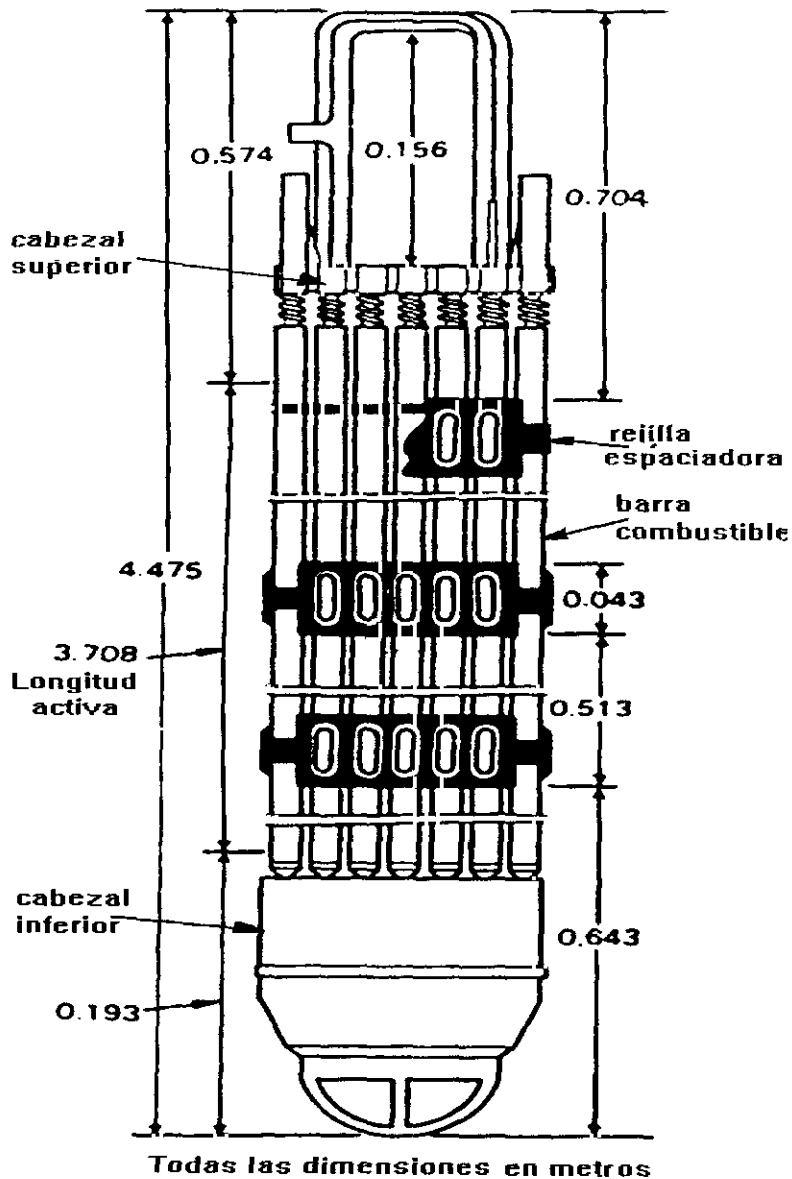


Figura 1.2. Elemento combustible para reactores BWR

Como criterio de diseño del elemento combustible se realiza una caracterización de su comportamiento termo-hidráulico, en particular de los efectos mezcladores de las rejillas y de las correlaciones de flujo calorífico crítico (ALONSO, 1997). Los conjuntos combustibles que diseña y comercializa la División de Combustible de la Empresa Nacional de Uranio (ENUSA) tienen diferentes configuraciones. Para reactores de agua en ebullición (BWR) son de 9x9 y 10x10 barras, mientras que para los de agua a presión (PWR) son algo mayores, de 14x14 y 17x17.

Las barras combustibles tienen diámetros comprendidos entre 0.95 y 1.43 cm. El conjunto combustible tiene una longitud activa que oscila entre 340 y 415 cm, y un ancho de 13.2 a 23.0 cm. Las rejillas intermedias espaciadoras y tubos combustibles están contruidos en Zircaloy-4 (98% Zr) para PWR o bien Zircaloy-2 (92% Zr) para BWR. El zircaloy es una aleación que tiene mejores coeficientes de transferencia de calor y economía neutrónica que el acero inoxidable. El elemento base es el circonio y contienen pequeñas cantidades de estaño, hierro, cromo y níquel.

Las rejillas espaciadoras (en número máximo de ocho) disponen de muelles de inconel-X (64% Ni, 18% Fe, 15% Cr y 3% Mo), así como aletas mezcladoras de flujo caracterizadas por tener una baja pérdida de carga hidráulica. Las barras combustibles se mantienen en posición fijadas dentro de las celdillas de las rejillas espaciadoras por medio de fuerzas de fricción de los resaltes y por presión de los muelles de las rejillas.

1.1.1.2. - Evolución isotópica y generación de calor

El combustible nuclear gastado constituye un residuo de alta actividad. Los radionucleidos que contienen son generalmente productos de fisión y actínidos, correspondientes a elementos químicos de elevada masa nuclear, como se muestra en la tabla 1.1.

Al final del tiempo previsto de quemado del combustible fresco, unos 1100 días, una tonelada de uranio fresco da lugar aproximadamente a 49 kg de residuos de alta actividad, repartidos en 14 kg de actínidos y 35 kg de productos de fisión, como se muestra en la figura 1.3. La composición isotópica aproximada del combustible nuclear gastado, una vez retirado del reactor, se muestra en la figura 1.4.

La mayoría de los radionucleidos formados tienen una vida media muy corta, de tal forma que la actividad inicial del combustible nuclear gastado decae de forma exponencial con el tiempo. El calor residual o potencia térmica disipada por el combustible gastado disminuye aún más rápidamente, como se indica en la figura 1.5, referida a una tonelada de uranio gastado.

1.1. Elementos químicos en residuos de alta actividad

	1A	2A	3A	4A	5A	6A	7A	8	1B	2B	3B	4B	5B	6B	7B	O
1																
2	Li	Be														
3																
4										Zn	Ga	Ge	As	Se		
5	Rb	Sr	Y	Zr	Nb	Mo	Tc	Ru,Rh,Pd	Ag	Cd	In	Sn	Sb	Te		
6	Cs	Ba	La _#								Tl	Pb	Bi	Po	At	
7			Ac _{&}													

(#) incluye todos los lantánidos ; (&) incluye todos los actínidos

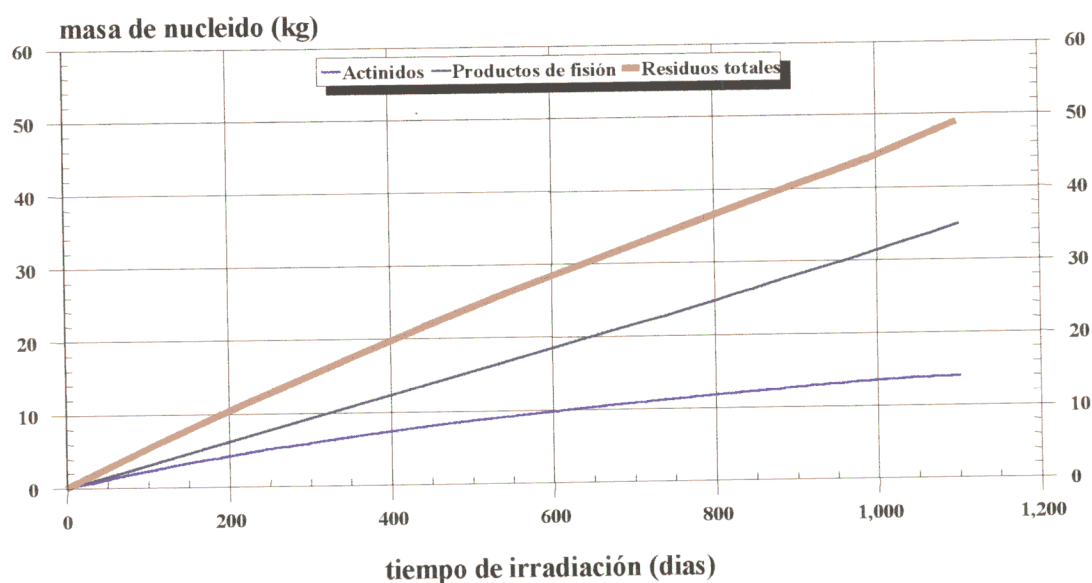


Figura 1.3. Formación de productos de fisión y actínidos en función del tiempo de irradiación

Después de un periodo de post-irradiación de 1 año, la actividad remanente disminuye en un factor de 8, mientras que la potencia térmica disminuye aún más rápidamente, aproximadamente en un factor de 150. Transcurridos 10 años, la actividad total ha decaído en más de 100 veces, y la potencia térmica en unas 1 200. Es entonces cuando el combustible nuclear gastado es apto para introducirse en el interior de los contenedores de almacenamiento y transporte, con el fin de proceder a su almacenamiento temporal por vía seca.

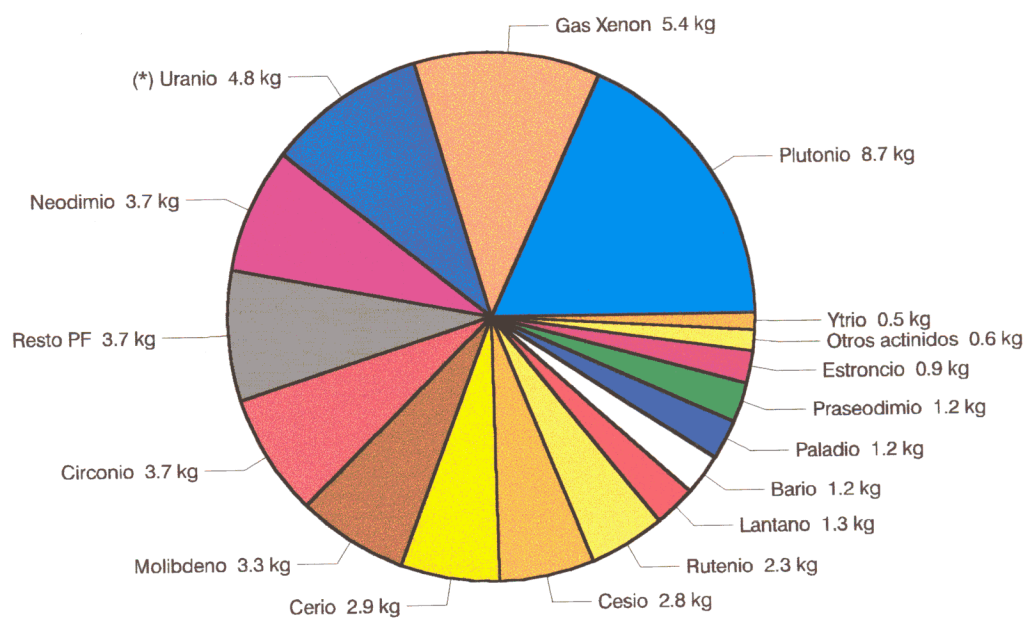


Figura 1.4. Composición isotópica de combustible nuclear gastado descargado del reactor, referido a 1 tonelada de uranio fresco total
(*) se refiere a los isótopos del uranio exceptuando el U-238

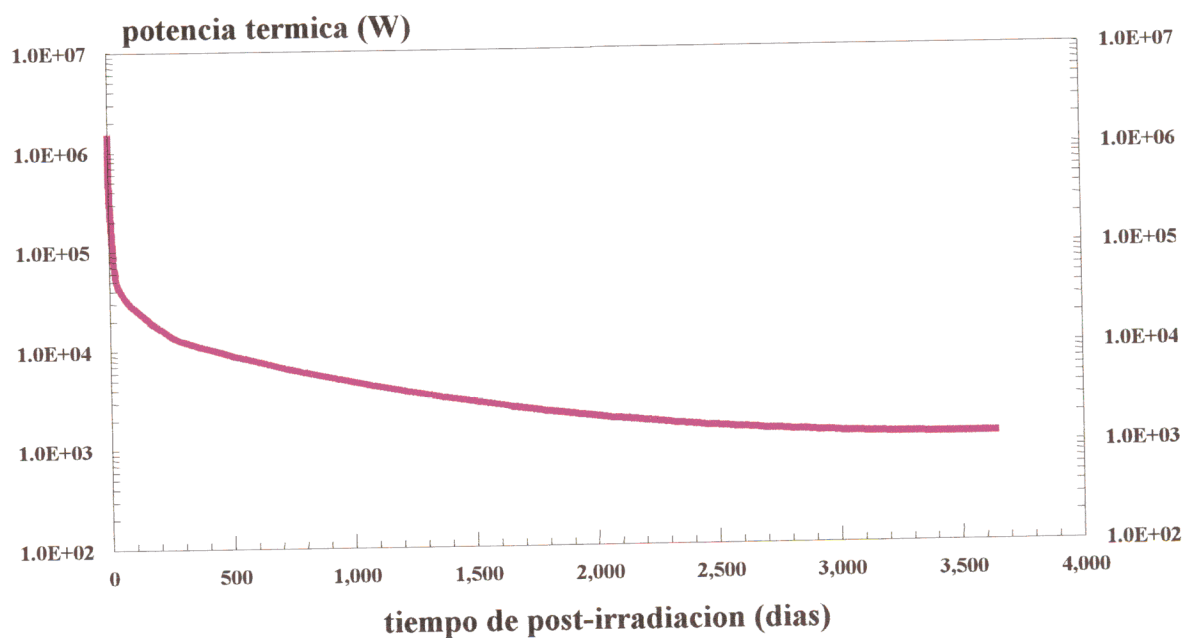


Figura 1.5. Potencia térmica generada por tonelada de uranio gastado, en función del tiempo de post-irradiación

La potencia térmica total en kilovatios que disipa una tonelada de uranio gastado y el desglose por nucleidos, para cuatro tiempos de enfriamiento, se muestran en la figura 1.6. En el momento de la descarga del reactor predominan el yodo, cesio, rubidio, niobio, antimonio e ytrio; al cabo de 90 días son el praseodimio, rodio, niobio y circonio; después de 1 año, el praseodimio, rodio y cesio; al final de 10 años predominan el ytrio, bario, cesio, actínidos y estroncio (BELL, 1973).

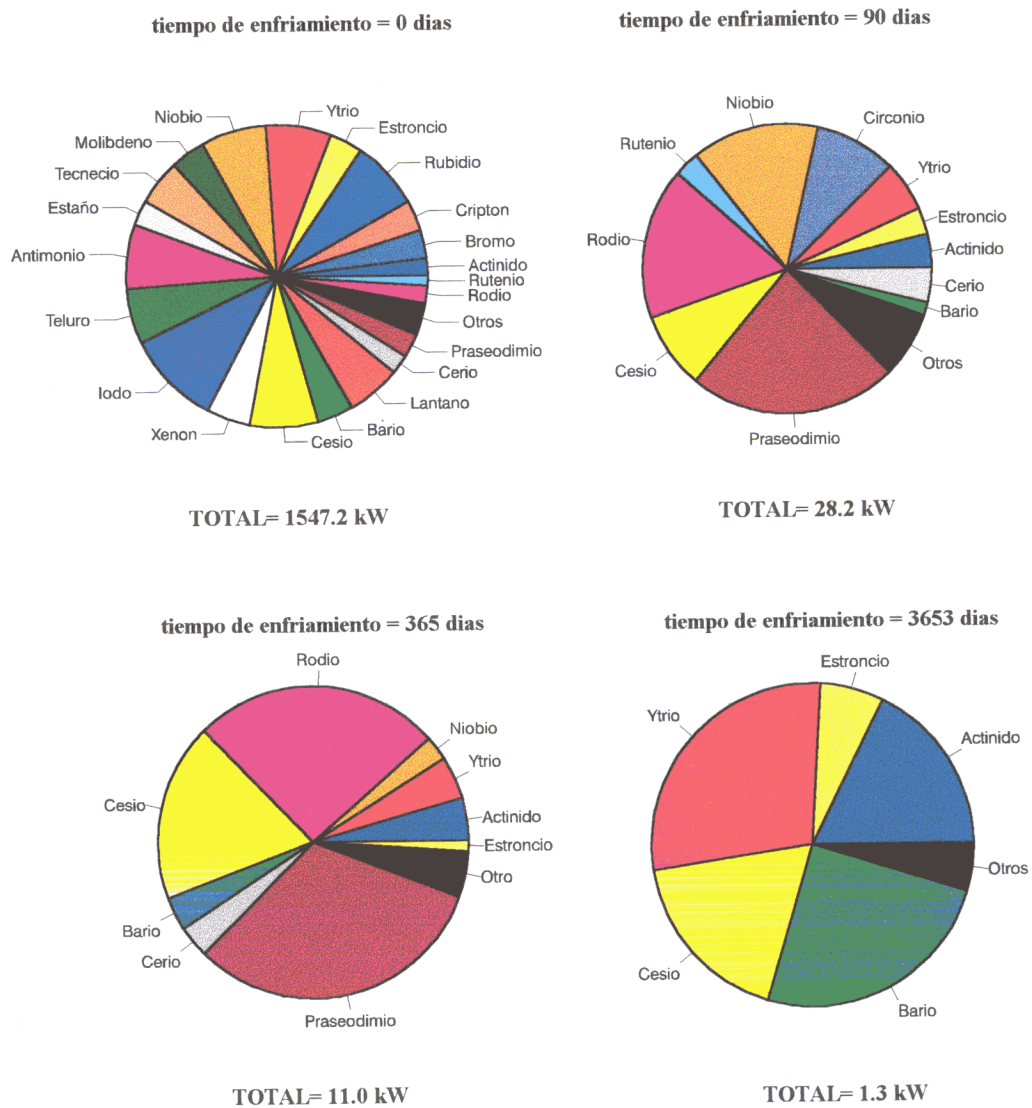


Figura 1.6. Potencia térmica por tonelada de uranio gastado en función del tiempo de enfriamiento

1.1.2. - Producción de combustible nuclear gastado

La cantidad total acumulada de combustible nuclear gastado generado en el mundo hasta finales de 1997, en todo tipo de reactores nucleares dedicados a la producción de electricidad, era de 185 000 toneladas de metales pesados (elementos de masa atómica 92, el uranio y el resto de elementos superiores). Las perspectivas futuras son que para el año 2010 la cantidad acumulada sea de unas 300 000 toneladas (FLASH NUCLEAR, 1998).

Entre los países miembros de la Unión Europea, destacan las cantidades de combustibles nucleares descargados en los países que cuentan con un mayor número de reactores nucleares, como son Francia, Alemania y Reino Unido. Las cantidades pasadas y previstas de generación se indican en la tabla 1.2. Las previsiones sobre la cantidad total de combustible gastado que se generará en España, según la estimación realizada por la Empresa Nacional de Residuos Radiactivos S.A. (ENRESA), considerando el actual parque nuclear y una vida útil de las centrales de 40 años, es 6 693 toneladas de uranio, correspondientes a 11 502 elementos combustibles tipo PWR y 8 364 elementos tipo BWR (ENRESA, 1994). El combustible gastado que se generó en la central nuclear de Vandellós I (80 - 90 toneladas U/año) es reprocesado en Francia mediante un contrato que incluye la devolución a España de los residuos vitrificados correspondientes.

Tabla 1.2. Cantidades de combustibles descargados en toneladas de uranio metálico en países de la Unión Europea

País	Tipo de reactor	Hasta finales de 1990	1991-1995	1996-2000	2001-2010	2011-2020
Bélgica	LWR	850	550	550	1 100	770
Alemania	LWR	3 865	2 450	2 215	4 100	3200
España	LWR	975	800	855	1 510	1 090
	GGR	445	447	---	---	---
Francia	LWR	6 650	5 120	5 330	10 820	11 000
	GGR	4 340	1 850	---	---	---
	FBR	---	65	72	140	140
Italia	LWR	342	137			
	GGR	1 353	73			
Países bajos	LWR	75	75	75		
Reino unido	GGR		4 000	4 000	2 300	
	AGR		1 100	1 200	1 500	
	LWR		---	150	150	
	FBR			---	---	

LWR: reactor de agua ligera (incluye PWR y BWR) ; GGR: reactor de grafito-gas
AGR: reactor avanzado refrigerado por gas ; FBR: reactor reproductor rápido

1.1.3. - Gestión de combustible nuclear gastado

En una primera etapa, los elementos combustibles gastados se introducen en las piscinas de enfriamiento de las centrales nucleares para permitir la disipación del calor residual que generan. A partir de este momento aparecen dos líneas básicas de actuación:

- Ciclo cerrado. Se trata del reprocesado del combustible nuclear, operación consistente en que, una vez retirados el uranio y plutonio, los residuos resultantes son acondicionados mediante vitrificación para su posterior manejo y almacenamiento. Mediante el reprocesado se recuperan los materiales fisiles presentes (uranio y plutonio), se descontaminan de los productos de fisión y resto de transuránidos y por último se purifican de forma que cumplan con unas especificaciones admitidas internacionalmente.
- Ciclo abierto. Esta opción implica que todo el combustible gastado es considerado como residuo. Dado que la capacidad de las piscinas de almacenamiento es limitada, es necesario el paso del combustible gastado por un almacenamiento intermedio (bien en húmedo, bien en seco), donde su actividad y, consecuentemente, su calor residual decaiga hasta niveles aceptables. Posteriormente se procede al acondicionamiento y encapsulado del combustible, para seguidamente almacenarlo de forma definitiva. Esta es la estrategia decidida en España para gestionar el combustible gastado generado por las centrales nucleares de agua ligera.

Una vez transcurrido el tiempo de enfriamiento conveniente en el almacenamiento intermedio, previo al transporte, el combustible gastado se introducirá en una cápsula constituida por un material metálico con buenas características de estabilidad frente a la corrosión, buena transferencia de calor y que sea compatible con el medio geológico en el que va a estar ubicado en el almacenamiento definitivo.

El acondicionamiento o encapsulado se llevará a cabo en una planta a construir en el mismo emplazamiento de la instalación del almacenamiento definitivo. El encapsulado del combustible gastado aún no se ha realizado hasta la fecha a escala industrial en ningún país, aunque hay propuestas de sistemas en diversos países, como es el caso de Suecia, que piensa utilizar contenedores de cobre, material que presenta una alta resistencia a la corrosión y es termodinámicamente estable.

La eliminación definitiva y segura de los residuos de alta actividad ha llevado a investigar en vías muy diferentes. Las alternativas que se han estudiado por el momento para la evacuación de dichos residuos son:

1. Transmutación. Es un proceso nuclear donde los nucleidos radiactivos de larga vida media, pueden ser convertidos en otros de vida corta, o incluso no radiactivos, por bombardeo con partículas subatómicas como neutrones. Su puesta en marcha es difícil y parece lejana su implantación.
2. Enterramiento en el subsuelo oceánico en zonas de gran profundidad, bajo una capa de cientos de metros de espesor de sedimento arcilloso. La característica más positiva de esta alternativa sería el hecho de que en caso de deterioro del contenedor y supuesta su migración posterior a través de las formaciones geológicas, aún quedaría como última barrera de seguridad la gran capacidad de dilución del océano.
3. Almacenamiento geológico profundo (AGP). Consiste en el almacenamiento de los residuos en el interior de formaciones rocosas de características apropiadas. Presenta las siguientes ventajas:
 - Es un sistema de evacuación totalmente pasivo.
 - Los residuos nucleares permanecen seguros.
 - Flexibilidad en la selección del emplazamiento.
 - Opción factible técnica y económicamente.

La evacuación definitiva implica la intención de no recuperar los residuos, aunque durante un primer periodo operacional del almacenamiento sí existe la posibilidad de recuperación. La estrategia utilizada para el desarrollo del AGP consiste en tres diferentes áreas de trabajo:

- Búsqueda del emplazamiento donde se ubicará la instalación.
- Desarrollo del diseño básico para las formaciones geológicas más estables: sal, arcilla y granito.
- Obtención de la tecnología necesaria para la caracterización del emplazamiento elegido y la construcción del almacenamiento.

1.1.3.1. - Almacenamiento temporal

El retraso en la construcción de almacenamientos definitivos de residuos de alta actividad, o de combustibles nucleares gastados, ha obligado a los países con centrales nucleares a adoptar estrategias diversas para el almacenamiento temporal de estos residuos. En la tabla 1.3 se describe la

situación en diversos países (ALVAREZ, 1998). El papel del almacenamiento temporal es doble:

- Descongestionar las piscinas de combustible nuclear gastado de las centrales nucleares.
- Permitir que la actividad, y por tanto, el calor residual de los elementos combustibles decaiga a niveles aceptables para su almacenamiento.

La gestión temporal de combustible gastado está técnicamente resuelta y se basa en el almacenamiento adicional en las centrales nucleares (tanto por vía húmeda como seca), así como el almacenamiento centralizado.

Hasta disponer de un almacenamiento intermedio, en muchos países, entre ellos España, se ha procedido a aumentar la capacidad de las piscinas de las centrales mediante el cambio de bastidores más compactos y la disposición en doble capa para aprovechar la profundidad de las piscinas.

Tabla 1.3. Opciones de almacenamiento temporal de combustible nuclear gastado

País	Ciclo	Cambio de Bastidores	Almacenamiento adicional en la central		Almacenamiento Centralizado	
			Piscina	Contenedores	Piscina	Contenedores
USA	A	X		X	X	X
JAPÓN	C	X		X		X
FRANCIA	C				X	
U.K.	C			X	X	X
ALEMANIA	A/C	X		X		X
SUECIA	A				X	
SUIZA	C/A			X		X
ESPAÑA	A	X		X		
FINLANDIA	A		X			

A: ciclo abierto; C: ciclo cerrado (con reproceso)

1.1.3.1.1. - Almacenamiento por vía húmeda.

La elección del agua como medio de almacenamiento se debe a sus buenas propiedades como blindaje de la radiación, su elevado coeficiente de transferencia de calor, su transparencia (que permite la inspección del combustible y el control de sus movimientos), todo ello unido a su disponibilidad y economía. La experiencia cubre periodos superiores a 30 años.

Las piscinas tienen paredes de hormigón recubiertas de acero inoxidable y son normalmente de

forma rectangular. Su profundidad oscila entre 10 y 13 metros, que permite que los elementos combustibles, situados verticalmente, queden cubiertos por más de 3 metros de agua, asegurándose el blindaje necesario. La longitud de las piscinas varía de 10 a 20 metros y la anchura de 7 a 15 metros.

El sistema de refrigeración se diseña para mantener la temperatura del agua de la piscina, en operación normal, por debajo de 50 °C a fin de que la temperatura en las zonas de trabajo sea adecuada. Existe además un sistema de purificación del agua para mantener su transparencia, facilitando así la manipulación de los elementos combustibles. Los elementos combustibles se colocan en bastidores metálicos que se construyen con una adecuada geometría y separación, donde se añaden venenos neutrónicos para evitar problemas de criticidad.

En este tipo de piscinas, a diferencia de las existentes en las centrales nucleares, la temperatura del agua es baja, ya que el flujo calorífico residual ha disminuido considerablemente y la capacidad térmica de la piscina es grande (COLEGIO OFICIAL FISICOS, 1997). Ejemplos de esta modalidad de almacenamiento son las piscinas en la central nuclear TVO-KPA (Finlandia) en operación desde 1987 y las piscinas centralizadas en la instalación CLAB (Suecia) en operación desde 1985.

1.1.3.1.2. - Almacenamiento por vía seca

En el almacenamiento de combustible nuclear gastado por vía seca, el medio refrigerante es un gas, que puede ser aire o un agente inerte (helio, nitrógeno, etc.), según el tipo y características del combustible de que se trate. La característica principal de esta tecnología de almacenamiento en seco es la refrigeración del combustible por medios pasivos. Existen varias modalidades de almacenamiento en seco:

- *Almacenamiento en silos o bóvedas.* Este tipo de almacenamiento puede desarrollarse sobre o bajo la superficie. Normalmente la denominación de silos se refiere a estructuras enterradas con ventilación natural y la de bóvedas (cámaras o módulos) a estructuras sobre la superficie con refrigeración por aire en circulación natural o forzada. En ambos casos las estructuras consisten en cubículos de hormigón armado con cavidades de almacenamiento para varios elementos combustibles ubicados en embalajes de acero inoxidable. Las tapas que permiten el acceso proporcionan junto con la estructura de hormigón el blindaje necesario. Este tipo de almacenamiento ha sido utilizado en Inglaterra (CN Wilfa) desde 1972 para elementos combustibles tipo Magnox, procedentes de reactores de grafito-gas, y en USA (CN Robinson) que desde 1985 utilizan módulos de hormigón según sistema NUHOMS, capaces

de albergar 7 elementos PWR, con cinco años de enfriamiento previo, que se colocan en disposición horizontal.

- *Almacenamiento en pozos secos.* Este sistema consiste en cavidades excavadas en la tierra, con la profundidad y diámetro necesarios para almacenar varios elementos combustibles. El combustible se coloca en un contenedor metálico sellado y se introduce verticalmente en pozos, los cuales están recubiertos con una lámina de acero. El blindaje necesario lo constituye el propio terreno y las tapas de hormigón. La transferencia de calor tiene lugar por radiación hasta el revestimiento metálico y por conducción a través de éste y el terreno. La distancia entre los pozos se establece en función de la generación de calor, la conductividad térmica del terreno, los requisitos de subcriticidad y las temperaturas máximas permisibles. Este sistema ha sido desarrollado experimentalmente en Idaho National Engineering Laboratorio (USA) donde se encuentra almacenado combustible gastado en 47 pozos desde 1971.
- *Almacenamiento en contenedores.* En este caso el blindaje y el confinamiento de la actividad radica en los propios materiales estructurales de los contenedores, que pueden ser de hormigón o metálicos.
 - *Contenedores de hormigón.* Consisten esencialmente en un cilindro hueco donde se sitúan los elementos combustibles. Estos son introducidos por un extremo, donde se dispone de una tapa que será posteriormente sellada para conseguir la estanqueidad necesaria. Este sistema es utilizado desde 1975, de forma experimental, en el Whitehall Nuclear Research Establishment (CANADÁ) para almacenar combustible tipo CANDU. El contenedor tienen unas dimensiones de 5.5 m de largo, 2.5 m de diámetro exterior y 0.85 m de diámetro interior. La temperatura máxima en el interior del cilindro se fija en 150 °C por razones de seguridad. El contenedor puede albergar 360 elementos combustibles.
 - *Contenedores metálicos para transporte y almacenamiento.* Consiste en utilizar contenedores de transporte, de manera que satisfagan a la vez las exigencias de seguridad de un almacenamiento temporal. En estos contenedores se introducen los elementos combustibles tal y como salen de las piscinas de las centrales para los tipo PWR y sin los canales para el combustible BWR. Los contenedores están contruidos de un material de fundición, que tiene unas buenas características de resistencia, tenacidad, alargamiento, etc. Alemania y USA han desarrollado contenedores de este tipo. Los contenedores tipo CASTOR, desarrollados por la compañía alemana Gesellschaft für

Nukleare Service, han sido los primeros en el mercado y actualmente están siendo utilizados para el almacenamiento temporal de combustible gastado en varios países.

España ha optado por los contenedores metálicos de doble uso, para transporte y almacenamiento, como estrategia para complementar la capacidad de almacenamiento de las piscinas de las centrales nucleares. El número total de contenedores metálicos de doble uso, necesarios para albergar la producción total de combustible nuclear gastado, considerando una vida operativa de las centrales nucleares españolas de 30 años, se muestra en la figura 1.7 (GRAVALOS y GAJO, 1995).

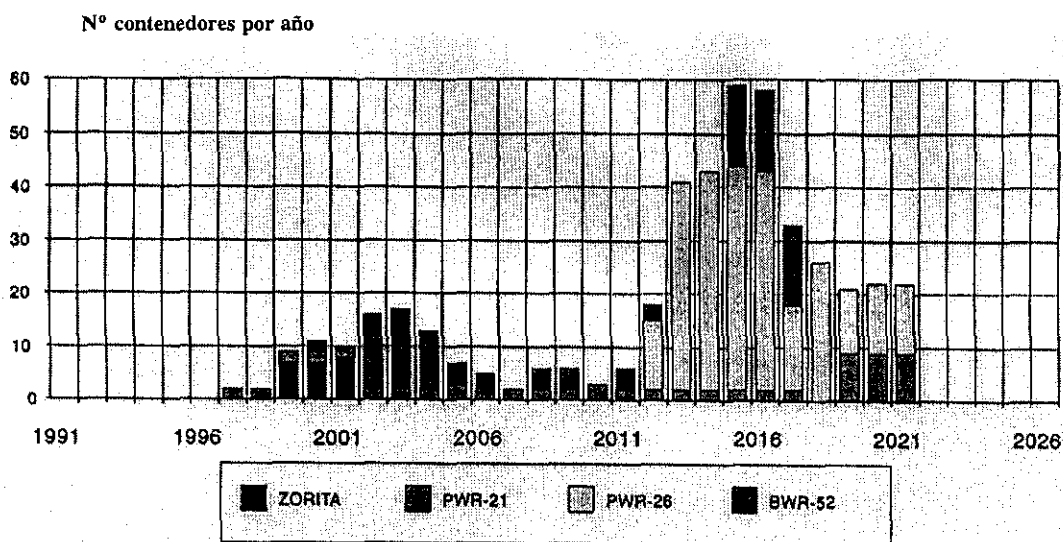


Figura 1.7. Estimación del número de contenedores de doble uso previstos en España

1.1.3.1.3. - Instalaciones de almacenamiento temporal

El almacenamiento temporal de combustible nuclear gastado, durante periodos máximos de 60 años, puede realizarse en instalaciones situadas dentro del emplazamiento de una central nuclear (AR) o fuera (AFR). Este segundo término se suele referir a instalaciones de almacenamiento temporal centralizado (ATC). A veces se utiliza la sigla americana ISFSI (Independent Spent Fuel Storage Installation) para referirse a un complejo construido para el almacenamiento temporal de combustible nuclear gastado, independientemente de su ubicación (RUIZ, 1992).

La técnica por *vía húmeda*, tipo AR, se utiliza en la instalación TVO-KPA de Finlandia, para almacenar la totalidad del combustible gastado de dos reactores BWR. Esta instalación tiene una

capacidad para almacenar 1 270 toneladas de uranio durante el tiempo de servicio previsto, que es de 60 años. En Suecia la instalación CLAB, tipo AFR, tiene capacidad para almacenar 3 000 toneladas de uranio y consta de cuatro piscinas de almacenamiento, donde el combustible es transportado desde las centrales nucleares, utilizando contenedores metálicos que pueden albergar 17 elementos tipo BWR o bien 7 elementos tipo PWR.

La técnica por *vía seca*, tipo AR, se utiliza en las centrales nucleares americanas Surry y Robinson. La CN Surry dispone de una instalación con tres plataformas de hormigón, cuyas dimensiones son de 70 metros de largo, 9.75 metros de ancho y 0.90 metros de espesor, donde pueden ser almacenados hasta 84 contenedores metálicos. La figura 1.8 muestra dos de los contenedores utilizados en una de las plataformas. La instalación de la CN de Robinson cuenta con 8 módulos, donde se ubican cilindros de hormigón en disposición horizontal.

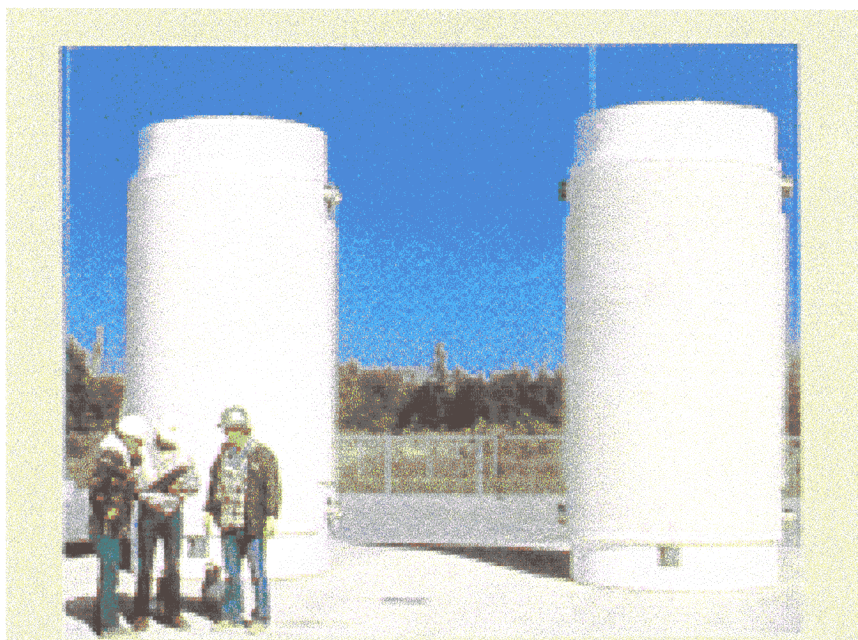


Figura 1.8. Contenedores metálicos sobre plataforma de hormigón

Los contenedores llenos de combustible gastado se disponen sobre una solera de hormigón y con el fin de preservarlos de los agentes atmosféricos se construye una nave de estructura ligera que permite la circulación de aire por convección natural, como muestra la figura 1.9. La nave se refrigera mediante el flujo de aire que circula desde la base hasta el techo, situado a unos 20 metros de altura. En la figura se muestra las temperaturas alcanzadas en el interior y exterior de los

contenedores, así como en otras posiciones de la nave, considerando una temperatura ambiente exterior que varía de 0 °C en invierno a 35 °C en verano (IAEA, 1983).

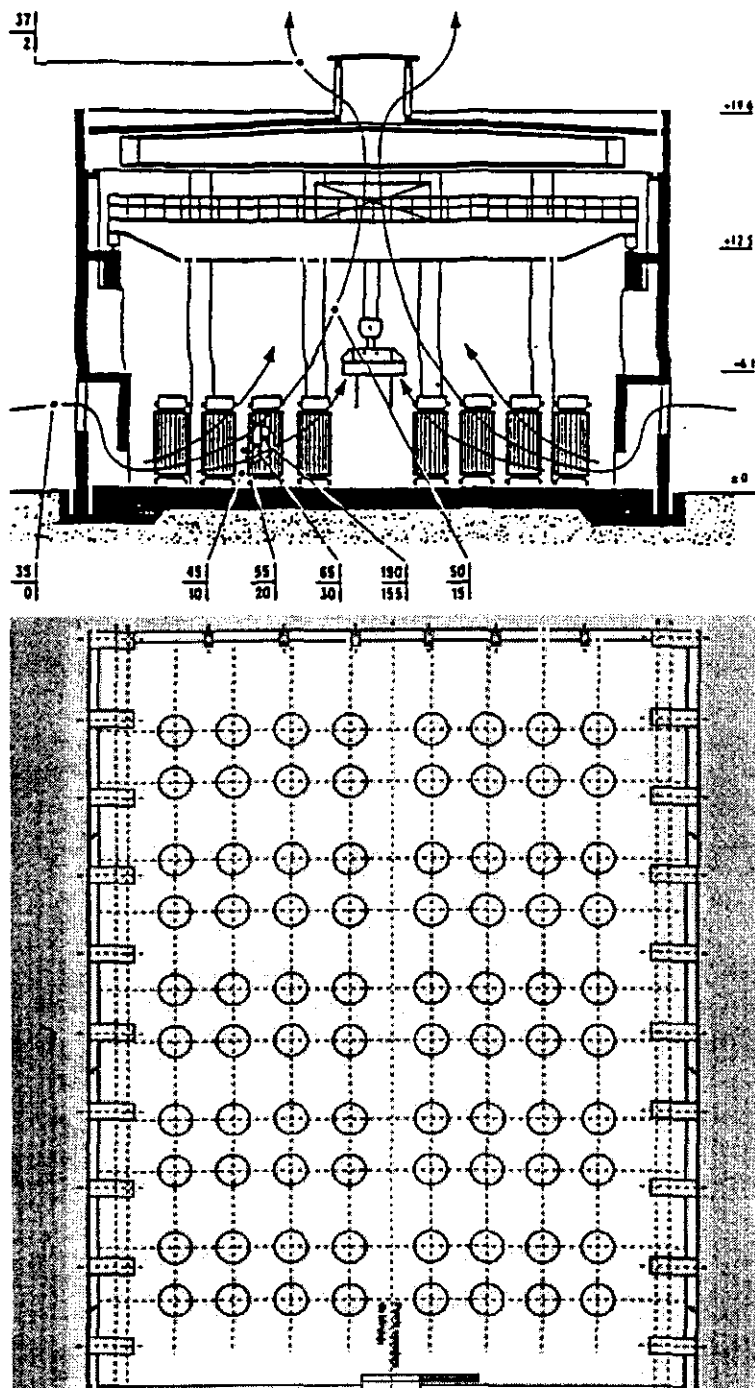


Figura 1.9. Instalación de almacenamiento temporal de combustible gastado en contenedores metálicos.

En Alemania existen instalaciones de almacenamiento por vía seca, tipo AFR, en Gorleben y Ahaus. La instalación de Gorleben, en la proximidad de la instalación de almacenamiento definitivo del mismo nombre, está constituida por un edificio de almacenamiento con capacidad para albergar 420 contenedores (1 500 toneladas de uranio). La nave de almacenamiento tiene 200 m de largo, 38 m de ancho y 20 m de altura. El puente grúa para el manejo de los contenedores es de 140 toneladas. La instalación de Ahaus, a 3 km de la ciudad del mismo nombre, tiene también capacidad para 420 contenedores.

En España se quiere disponer de una instalación de almacenamiento temporal, utilizando la técnica por vía seca, en el emplazamiento de la CN Trillo. Dicha instalación, cuyo concepto es similar al de las instalaciones alemanas de Gorleben y Ahaus, pero de tipo AR, será capaz de albergar solamente 80 contenedores de combustible PWR (16x16) generado por la CN Trillo. La licencia de construcción de esta futura nave de almacenamiento temporal ha sido denegada por el ayuntamiento de Trillo en los años 1997 y 1998. No obstante, con fecha de 31 de julio de 1999, el Consejo de Ministros aprobó el proyecto de construcción del almacén temporal exclusivo para la central nuclear de Trillo.

Por otro lado en España se quiere contar con una instalación de almacenamiento temporal centralizado (ATC), cuya fecha de construcción vendrá influida fundamentalmente por el proceso masivo de desmantelamiento de centrales nucleares, que se estima para el año 2013, considerando 40 años la vida útil de las centrales nucleares españolas. Desde el punto de vista técnico, con la disponibilidad de un ATC se simplifica notablemente la logística de manejo y vigilancia del combustible gastado, al estar reunido éste en un solo emplazamiento.

1.1.3.2. - Contenedores metálicos de doble uso

Los contenedores metálicos de doble uso son utilizables tanto para el transporte como para el almacenamiento temporal de combustible gastado. Su diseño cumple tanto con la regulación establecida para el almacenamiento como con la de transporte. Los contenedores de doble uso son recipientes de fundición de hierro, con unas paredes de espesor considerable, unos 40 cm, que proporciona blindaje para las radiaciones que se generan en su interior. A veces se utiliza una capa de plomo como blindaje especial a la radiación gamma. El blindaje neutrónico se consigue mediante una capa más externa de moderador o veneno. En la figura 1.10 se muestra un esquema del perfil de un contenedor metálico de doble uso.

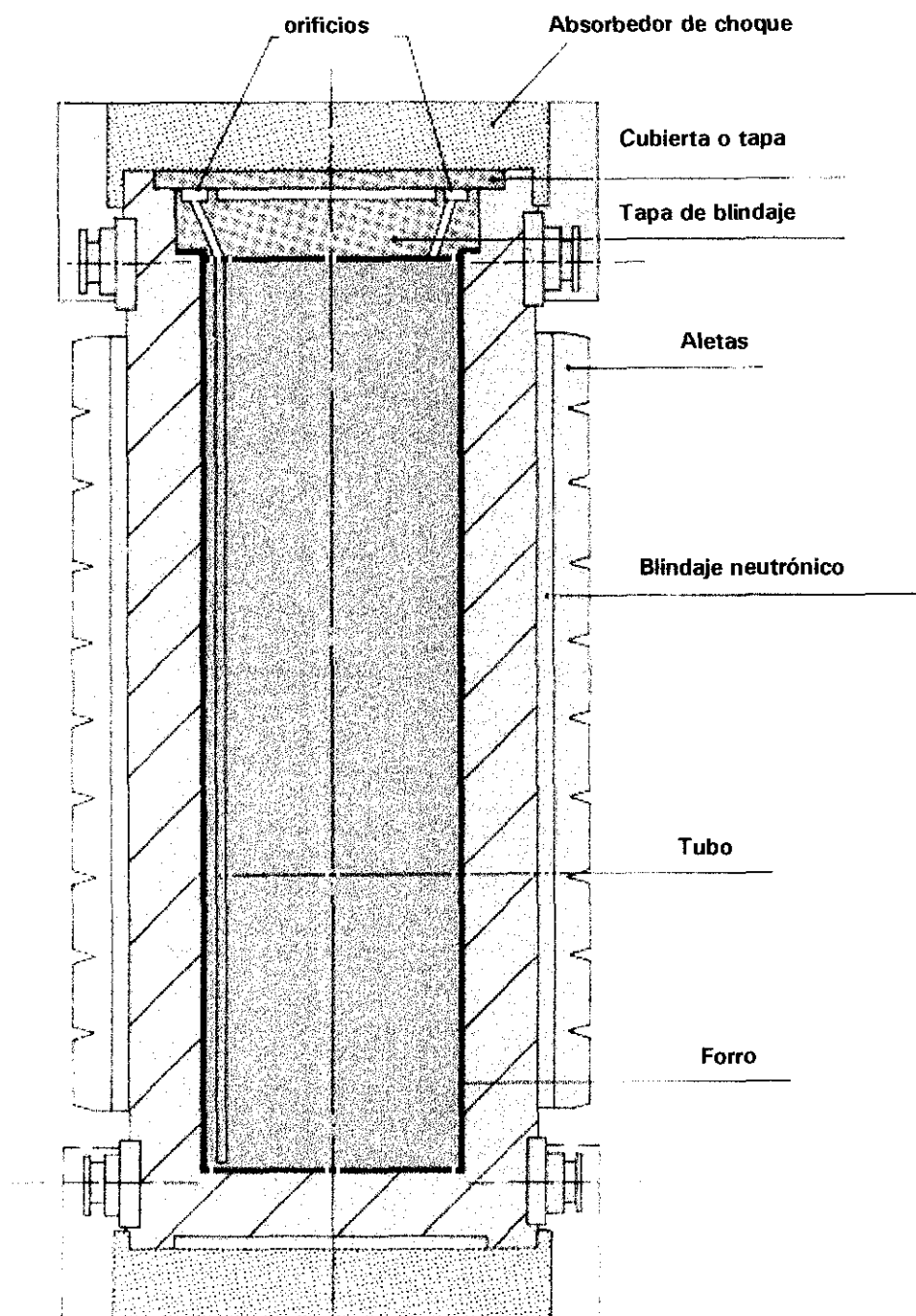


Figura 1.10. Contenedor de transporte para el almacenamiento de combustible nuclear gastado

La superficie externa del contenedor tiene una serie de aletas de cobre o acero inoxidable, dispuestas en posición axial o radial, con el fin de facilitar la refrigeración por convección natural, de modo que la temperatura de las vainas del combustible sea inferior a los límites autorizados (155°C sobre la temperatura ambiente). A veces estas aletas están recubiertas de una pintura de alta emisividad que mejora la transferencia de calor con el medio exterior.

La cavidad central del contenedor consiste en una cesta de acero inoxidable o aluminio, en ambos casos borado, para el control de la criticidad. La geometría de la cesta puede ser cuadrada o cilíndrica dependiendo del modelo de contenedor.

La cesta de los contenedores alberga un cierto número de elementos combustibles gastados. Cada elemento combustible consiste en un haz de barras cuyos diámetros oscilan entre 0.95 y 1.43 cm, según el tipo de reactor del que procedan. La estructura de sujeción del haz de barras incluye una serie de rejillas cuadradas (en número máximo de 8) interpuestas a lo largo del haz, con el fin de prevenir las deformaciones durante el periodo operacional del elemento combustible.

El sellado del contenedor se logra mediante una doble tapa. La más interna es de acero y tiene funciones de contención y blindaje, en tanto que la tapa externa tiene funciones de mantenimiento de la integridad estructural, en caso de impactos a consecuencia de accidentes potenciales que incluyen hasta la caída de aeronaves.

Las ventajas que proporcionan los contenedores metálicos con vistas a la gestión del combustible nuclear gastado es la capacidad de almacenamiento de forma modular, a medida que se necesitan, mientras que otras alternativas de almacenamiento proporcionan capacidad de forma masiva desde el momento en el que se encuentran operativas. Otras ventajas son que no producen efluentes radiactivos, su operación y mantenimiento son muy sencillos y el desmantelamiento de una instalación de contenedores es relativamente simple. En cuanto a la seguridad se refiere el contenedor metálico debe cumplir tres funciones principales:

- Constituir un blindaje biológico.
- Refrigerarse por convección natural, que al ser un sistema pasivo de refrigeración, elimina fallos técnicos y humanos.
- Constituir un sistema de contención de material radiactivo.

La disipación de calor depende de un gran número de factores relacionados con el elemento combustible, el contenedor y el lugar de almacenamiento (AEN/OCDE, 1989). Desde el punto de vista térmico, los contenedores han de estar diseñados de forma que la disipación del calor generado

por el elemento combustible sea máxima (1.3 kW para elementos tipo PWR de 17x17 y 0.9 kW para elementos tipo BWR de 8x8). Se pueden utilizar diferentes tipos de contenedores para albergar los elementos combustibles gastados de los reactores de agua en ebullición (BWR) y de agua a presión (PWR), como muestra la tabla 1.4.

El contenedor CASTOR, figura 1.11, dispone de 2 filas concéntricas de barras con material moderador que mejora el blindaje neutrónico (LOMBARDO et al., 1986). Estos contenedores son utilizados para el transporte y almacenamiento temporal de combustible gastado en las instalaciones centralizadas alemanas de Gorleben y Ahaus.

El contenedor REA-2023 dispone de una carcasa pulida de acero inoxidable, así como un blindaje neutrónico y otro de plomo. Una vista de una cuarta parte de la sección cruzada de la cesta de dicho contenedor se muestra en la figura 1.12. El contenedor TN-24P contiene una cesta diseñada para albergar 24 elementos combustibles de configuración 15x15. Dispone de una pared gruesa de fundición de hierro y un blindaje neutrónico como se muestra en la figura 1.13.

El contenedor NAC-STC está revestido por una capa de material sólido absorbente de neutrones, conocido como Bisco. El combustible se introduce en una cesta constituida por una serie de discos perforados atravesados por 26 tubos cuadrados, fijados por tirantes y separados entre sí por casquillos espaciadores (GAJO, 1993). Estos 26 tubos, cada uno de los cuales alberga un elemento combustible, corren en sentido transversal con respecto a los discos. El contenedor NAC-STC ha sido licenciado en Estados Unidos y es válido para combustibles gastados de las centrales tipo PWR. Una vista del bastidor de este tipo de contenedor se muestra en la figura 1.14.

Tabla 1.4. Características de algunos modelos de contenedores metálicos de doble uso

	CASTOR	REA-2023	TN-24P	NAC-STC	ENSA-DPT
Número de haces	16	52	24	26	21
Configuración	7x7 y 8x8	7x7	15x15	17x17	16x16
Combustible	BWR	BWR	PWR	PWR	PWR
Peso lleno, Tm	81	---	---	125	118
Longitud, m	5.51	5.00	5.07	4.90	5.65
φ externo, m	1.78	2.25	2.28	2.51	2.44
Nº aletas	48	---	---	---	36
Long. barra, m	3.70	3.66	4.15	3.66	3.40
φ ext. barra, cm	1.25	1.43	1.07	0.95	1.07
Espaciado, cm	1.63	1.87	1.43	1.27	1.46
Nº rejillas	7	7	7	8	8
Lado rejilla, cm	13.2	13.5	21.4	21.3	23.0

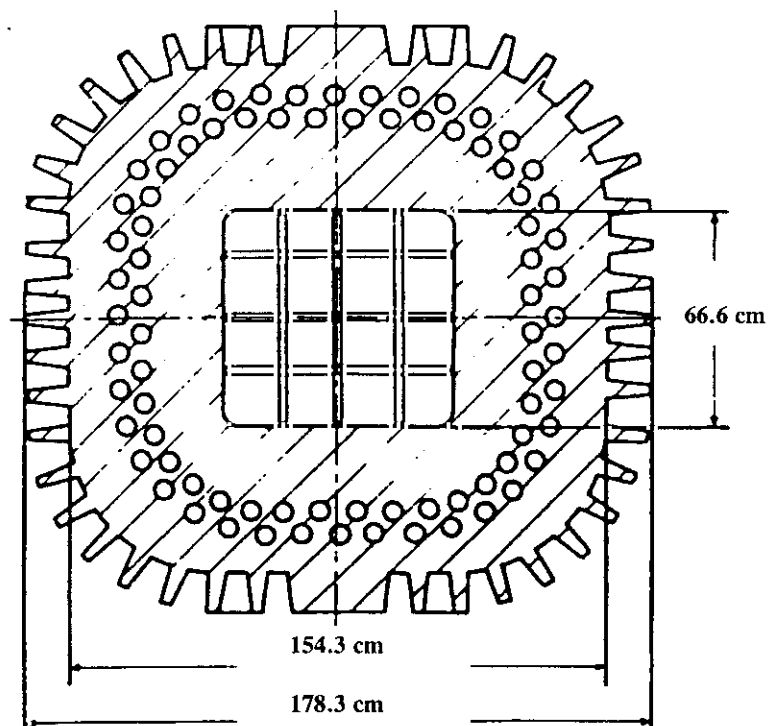


Figura 1.11. Sección cruzada del contenedor CASTOR

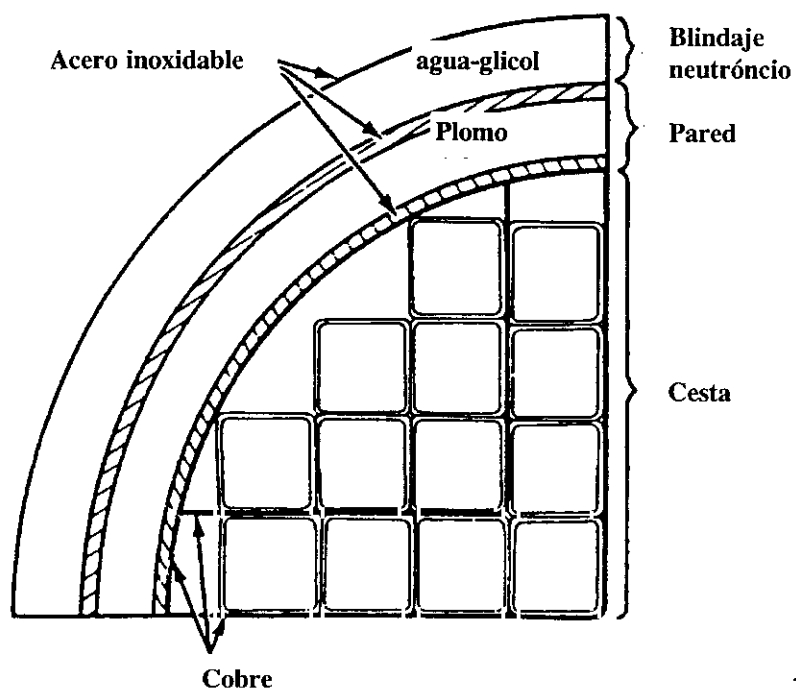


Figura 1.12. Sección cruzada del contenedor REA-2023

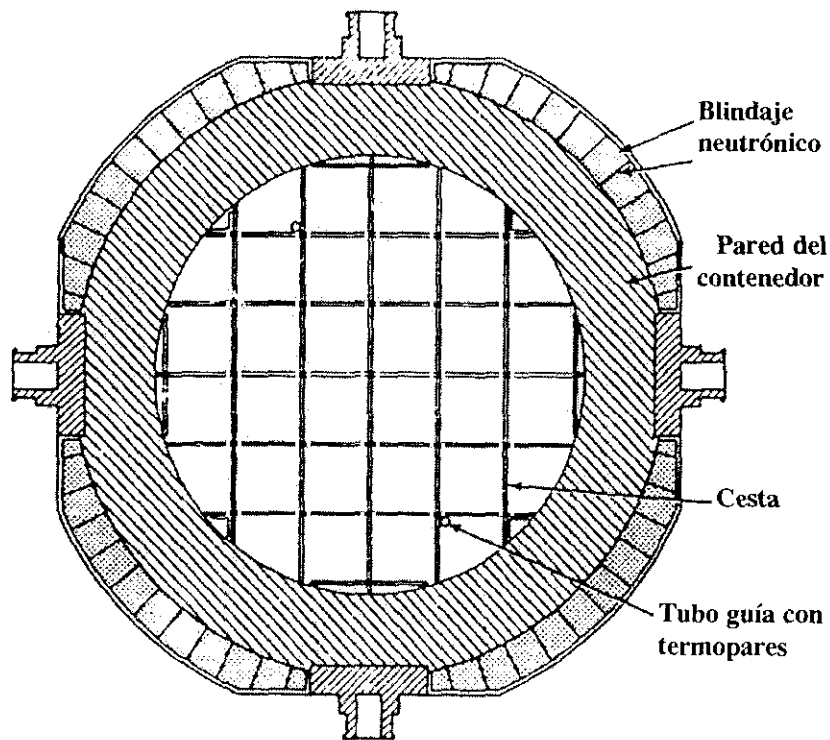


Figura 1.13. Sección cruzada del contenedor TN-24P

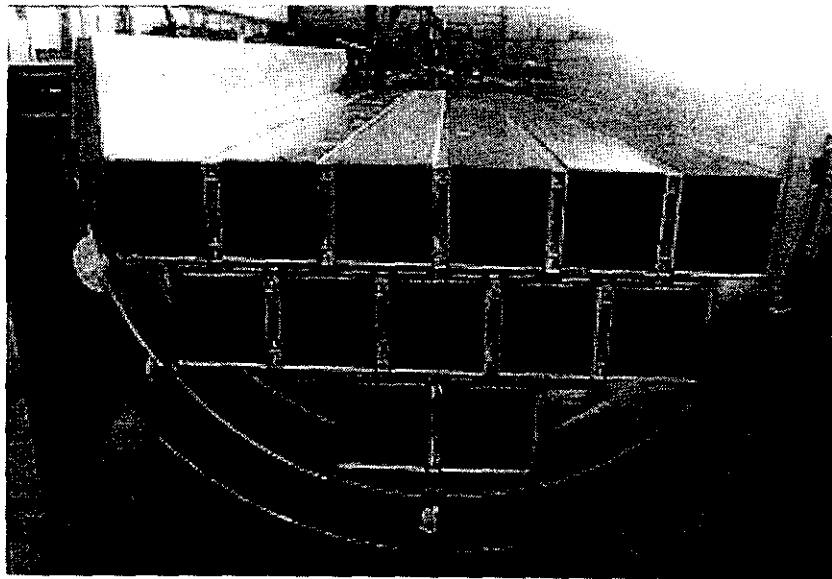


Figura 1.14. Bastidor del contenedor NAC-STC

El contenedor ENSA-DPT es una adaptación del contenedor NAC-STC y está diseñado específicamente para su utilización en la central nuclear de Trillo, que será la primera central española con saturación de sus piscinas. La causa de esta saturación se debe a que las piscinas se encuentran en el interior de la esfera de contención y ésta tiene una capacidad limitada que no puede ser ampliada. Al aumentar la capacidad de las piscinas, mediante la sustitución de los bastidores convencionales por otros compactos, el año previsto de saturación de las piscinas de la central de Trillo es el año 2003.

El peso máximo del contenedor ENSA-DPT, sin agua en su interior y sin los limitadores de impacto, es inferior a 120 toneladas. Esta limitación se debe a la capacidad de carga del carro de entrada de equipos a través de la esclusa de acceso al edificio de contención del reactor. La longitud máxima del cuerpo del contenedor queda fijada en 5.65 metros, debido a la profundidad del pozo de contenedores de la central, la longitud del elemento combustible y la altura mínima de agua requerida por encima del mismo para transferirlo al contenedor. La anchura o diámetro exterior máximo del contenedor se fija en 2.44 metros debido a las dimensiones de la esclusa de entrada de equipos en contención.

El contenedor ENSA-DPT puede albergar 21 elementos combustibles tipo PWR, de configuración 16x16. El blindaje neutrónico necesario se consigue mediante un polímero absorbente de neutrones que contiene carburo de boro (ESTRATOS, 1996). El contenedor ENSA-DPT dispone radialmente de 36 aletas bimetálicas que facilitan la disipación del calor que emiten los elementos combustibles. Una vista de la estructura interna del contenedor ENSA-DPT se muestra en la figura 1.15, mientras que sus características térmicas y radiológicas se indican en la tabla 1.5.

El Estudio Genérico de Seguridad del contenedor ENSA-DPT presenta algunas diferencias en relación con el NAC-STC, lo que exigió una evaluación completa por parte del CSN. Se considera como combustible base de diseño el combustible nuclear gastado de la central nuclear de Trillo, es decir tipo PWR y configuración 16x16. Se han considerado dos etapas en su diseño, como se muestra a continuación.

En una primera etapa se evaluó el aspecto del almacenamiento, según la normativa americana 10 CFR72. El alcance de dicho estudio fue la revisión de las siguientes áreas: térmica-estructural, materiales, confinamiento, procedimientos de operación, mantenimiento, criterios de aceptación de pruebas, límites y condiciones de operación, blindajes, protección radiológica y criticidad, todas ellas tanto en condiciones normales de operación como en caso de accidente. En julio de 1995, el Consejo de Seguridad Nuclear informó favorablemente sobre el diseño del contenedor ENSA-DPT, en su uso para almacenamiento.

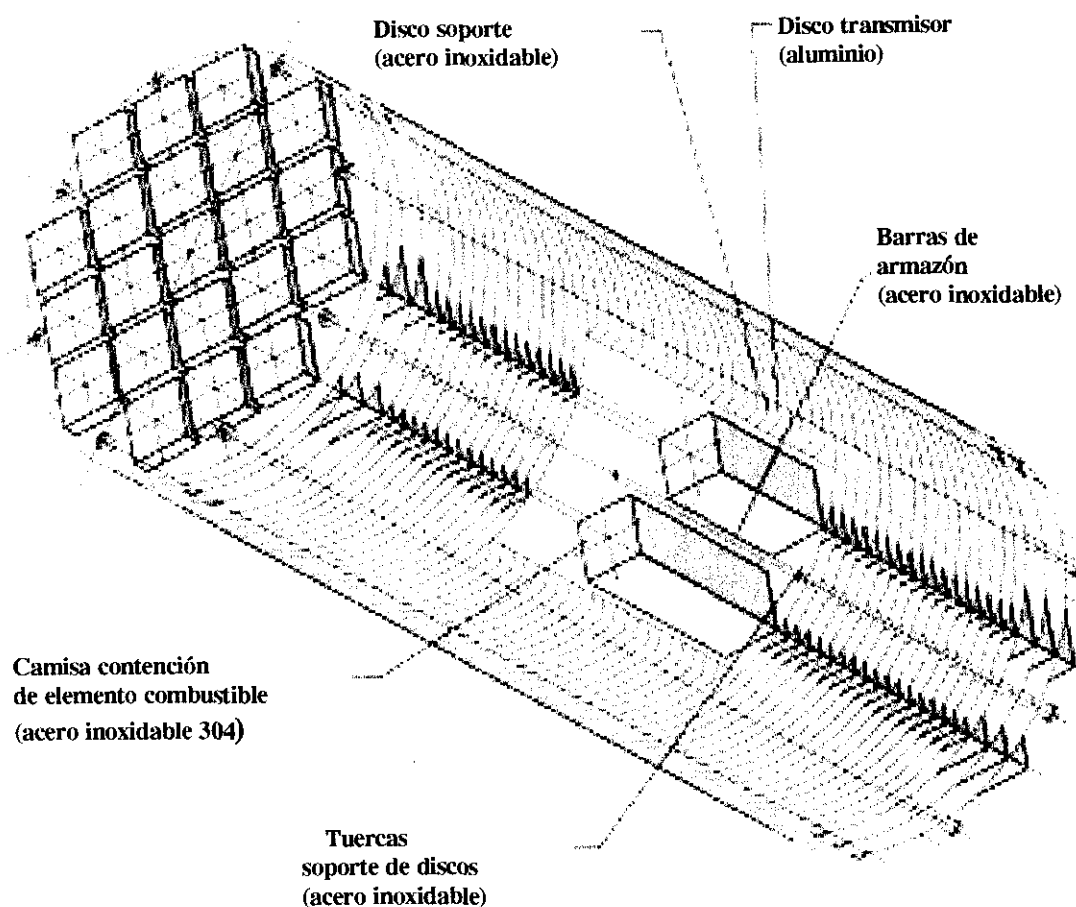


Figura 1.15. Estructura interna del contenedor ENSA-DPT

En una segunda etapa se realizó una revisión de los criterios exigidos por la normativa de transporte, según el Reglamento Nacional de Transporte por Carretera de Mercancías Peligrosas (TPC), el Reglamento para el Transporte Seguro de Materiales Radiactivos (Reglamento OIEA) y el 10CFR71. En el primer trimestre de 1998, tras la revisión a cargo del Consejo de Seguridad Nuclear, el Ministerio de Industria y Energía emitió una resolución que autoriza el uso del contenedor ENSA-DPT, para el transporte de combustible gastado. Con estas dos autorizaciones el contenedor continuará con la siguiente etapa de licenciamiento, que es la autorización de su construcción. Una vez construido y sometido a las pruebas de aceptación, podría ser utilizado, previa autorización, por el titular de la instalación.

El diseño de contenedores de transporte y almacenamiento de combustible gastado requiere un conocimiento claro de los procesos de transferencia de calor por convección y radiación que tienen lugar en su interior. Estos procesos de transferencia de calor dependen de parámetros geométricos

internos, propiedades de la superficie, tasa de generación de calor del combustible gastado, condiciones límites en la superficie del contenedor y medio de llenado del contenedor. El calor por decaimiento es eliminado de la pared del contenedor por convección natural.

Tabla 1.5. Características térmicas y radiológicas del contenedor ENSA-DPT

Parámetros térmicos				
Enriquecim. máx. inicial		Grado de quemado	Tiempo de enfriamiento	Potencia térmica a disipar
4 %		41 GWd/ ton. uranio	5 años	26 kilovatios
Límites de tasas de dosis (mrem / hora)				
Almacenamiento			Transporte	
en superficie	a 2 m de distancia	en tapas y fondo	en superficie	a 2 m de distancia
50	10	200	200	10

1.2. - Mecanismos de transferencia de calor

El calor se define como la energía transferida en virtud de una diferencia de temperaturas o gradiente térmico y es vectorial, en el sentido de que fluye de las regiones de temperatura más elevada a las regiones de menor temperatura. Diversas ramas de la ciencia y la tecnología se ocupan del análisis de la tasa de transferencia de calor que ocurre en un sistema.

La energía transferida por el flujo de calor no puede medirse directamente, pero el concepto de energía en tránsito tiene un significado físico relacionado con una cantidad que se puede medir denominada temperatura. En el estudio de la transferencia de calor es esencial conocer la distribución de temperaturas en un sistema, ya que siempre hay un flujo de calor cuando existe un gradiente de temperatura.

Una vez conocida la distribución de temperaturas se determina, mediante la ley que relaciona el flujo de calor con el gradiente térmico, una cantidad de interés práctico como es el calor transferido por unidad de tiempo y área.

Para un análisis completo de la transferencia de calor es necesario considerar tres mecanismos diferentes: *conducción*, *convección* y *radiación*. La distribución de temperaturas en un medio se controla por los efectos combinados de las tres formas de transferencia de calor. No es posible aislar por completo un mecanismo de otro sin interacción de los otros dos.

1.2.1. - Conducción

La conducción es la transferencia de calor desde una parte de un cuerpo a otra de menor temperatura, o bien, entre dos cuerpos que se encuentran a diferentes temperaturas, cuando ambos están en contacto físico. La conducción es el único mecanismo de transferencia de calor posible en el interior de medios sólidos opacos (KREITH y BLACK, 1983).

El proceso de la conducción ocurre a nivel molecular e involucra la transferencia de energía de las moléculas más energéticas a aquellas otras con un nivel de energía más bajo. Existe un constante transporte de esta energía hasta que se anula la diferencia de temperaturas.

El caudal de calor transmitido por conducción, Q , es proporcional al gradiente de temperatura, dT/dx , y al área, A , a través del cual se transfiere, y se expresa mediante la *ley de conducción de calor de Fourier*,

$$Q = -kA \frac{dT}{dx} \quad (1.1)$$

El signo negativo es una consecuencia del segundo principio de la termodinámica, según el cual el calor debe fluir en dirección de la temperatura más baja. Este flujo es perpendicular a las superficies.

De la integración de la ecuación (1.1) y reagrupación de términos, se obtiene el flujo de calor por conducción a través de una superficie de espesor L ,

$$q = k \frac{\Delta T}{L} \quad (1.2)$$

Si la superficie se expresa en metros cuadrados, la temperatura en Kelvin, el espesor en metros y la conductividad térmica en $W/(m \text{ K})$, el flujo de calor tiene unidades de W/m^2 .

La ecuación básica de conducción de *Fourier* es el punto de partida para el estudio de problemas diversos de conducción en sólidos, como, por ejemplo, la transferencia de calor a fluidos en régimen de flujo laminar por el interior de tubos, flujos estacionarios de conducción a lo largo de aletas y transferencia calorífica por condensación de vapores.

1.2.1.1. - Conductividad térmica

La conductividad térmica, k , es una propiedad de los materiales y se obtiene a partir de medidas experimentales. La conductividad térmica depende de la temperatura y se expresa generalmente por un desarrollo en serie de potencias. La dependencia con la temperatura sólo se tiene en cuenta cuando se desea una precisión considerable. En muchos casos un valor constante basado en la temperatura media del sistema dará resultados satisfactorios.

En la tabla 1.6 se dan valores típicos de conductividad térmica de algunos sólidos metálicos y no metálicos, líquidos y gases, con el fin de mostrar su orden de magnitud. La mayor conductividad térmica corresponde a los metales puros y las menores a los gases.

La conductividad térmica de los gases es casi independiente de la presión, excepto en las proximidades del punto crítico, y se incrementa con la raíz cuadrada de la temperatura absoluta.

Para líquidos, la conductividad decrece con la temperatura, excepto en el caso del agua que alcanza su mayor conductividad térmica a una temperatura de 180°C y luego disminuye como en los demás líquidos. La variación con la temperatura en los líquidos es tan pequeña que en la mayor parte de los casos se puede considerar una conductividad térmica constante, a la temperatura media.

Tabla 1.6. Conductividad térmica de diferentes materias y materiales

	k para 27 °C (W /m °C)
Cobre	386
Aluminio	204
Acero al carbón	54
Vidrio	0,75
Plástico	0.2-0.3
Agua	0,6
Etilen-glicol	0.25
Aceite motor	0.15
Freón (líquido)	0.07
Hidrógeno	0.18
Aire	0.026

Para sólidos metálicos es muy frecuente considerar k constante, sobre todo cuando el intervalo de temperaturas no es muy grande. Debido a que la energía térmica se transfiere por los electrones libres y por las vibraciones de la estructura reticular, los metales son buenos conductores de calor.

Por otro lado los buenos aislantes eléctricos son también buenos aislantes térmicos, como es el caso de los sólidos no metálicos, tales como el vidrio y los plásticos. No obstante, los mejores aislantes térmicos están basados en estructuras porosas, donde el gas queda atrapado. En estos materiales la transferencia de calor tiene lugar por conducción, convección y radiación.

1.2.1.2. - Analogía eléctrica

En un muro plano de espesor L , en el cual ambas superficies de la pared, A , se encuentran a diferentes temperaturas, siendo $T_1 > T_2$, para una conductividad térmica uniforme, mediante la integración de la ecuación (1.1) se obtiene el caudal de calor a través de la pared,

$$Q = \frac{T_1 - T_2}{\frac{L}{kA}} \quad (1.3)$$

Esta expresión es análoga al flujo de electricidad expresada por la *ley de Ohm*, aplicable a los circuitos eléctricos. La combinación $L/(kA)$ equivale a una resistencia, la diferencia de temperatura es análoga a una diferencia de potencial y el caudal de calor, Q , es equivalente a la intensidad. Por tanto la intensidad del calor transferido por unidad de tiempo es igual a un potencial térmico dividido por una resistencia térmica.

La analogía eléctrica puede utilizarse para resolver problemas complejos, donde la conducción tiene lugar en materiales dispuestos en serie y/o en paralelo. Para sistemas formados por varios materiales en serie, la diferencia de temperatura considerada en la ecuación (1.3) corresponde a los extremos del sistema y la resistencia térmica es la suma aritmética de las resistencias individuales. Si el sistema está constituido por materiales dispuestos en paralelo, el problema se puede tratar como unidimensional, sin pérdida importante de exactitud. Como el calor fluye a través de los materiales según trayectorias separadas, el flujo total de calor será la suma de los flujos individuales. El área total de transferencia de calor es la suma de las áreas individuales y la inversa de la resistencia total es igual a la suma de las inversas de todas las resistencias individuales.

Para sistemas donde aparecen resistencias térmicas en serie y en paralelo, es necesario diseñar un circuito térmico utilizando la analogía eléctrica. Para ilustrarlo se muestra en la figura 1.16 el flujo transferido por unidad de tiempo en un conjunto de cuerpos, siendo T_1 , T_x , T_y y T_2 las temperaturas, por orden decreciente, en las superficies de contacto y $R_i = L/(k_i A_i)$ las resistencias térmicas que ofrecen los distintos materiales.

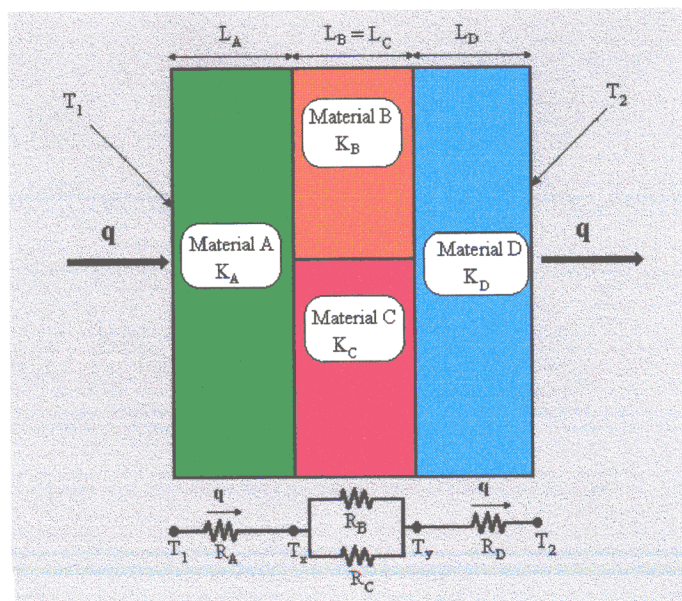


Figura 1.16. Circuito térmico en serie-paralelo en coordenadas rectangulares

1.2.1.3. - Resistencia de contacto

En la zona de contacto entre dos superficies sólidas, no unidas metalúrgicamente, se presenta una resistencia al flujo de calor. Esta resistencia térmica que tiene lugar en la superficie de contacto de los sólidos se denomina *resistencia de contacto* y siempre aparece en materiales que no ajustan perfectamente, quedando una delgada capa de fluido entre ambos.

Se puede comprender la existencia de esta resistencia si se considera una zona aumentada de la superficie de separación, como muestra la figura 1.17. El contacto directo entre las superficies sólidas tiene lugar solamente en un número limitado de puntos (picos superficiales) y los intersticios entre ellos están generalmente llenos del fluido circundante.

La transferencia de calor a través del fluido que llena los intersticios se efectúa principalmente por conducción debido a que no puede haber convección en una capa tan delgada de fluido y la radiación es despreciable a temperaturas normales. De este modo la transferencia de calor a través de la superficie de separación se realiza prácticamente por conducción, tanto a través de la capa delgada de fluido que llena los intersticios, como en los puntos de contacto directo sólido – sólido.

Si la conductividad térmica del fluido es menor que la del sólido, como suele ocurrir, la superficie de separación actúa entonces como una resistencia al flujo térmico.

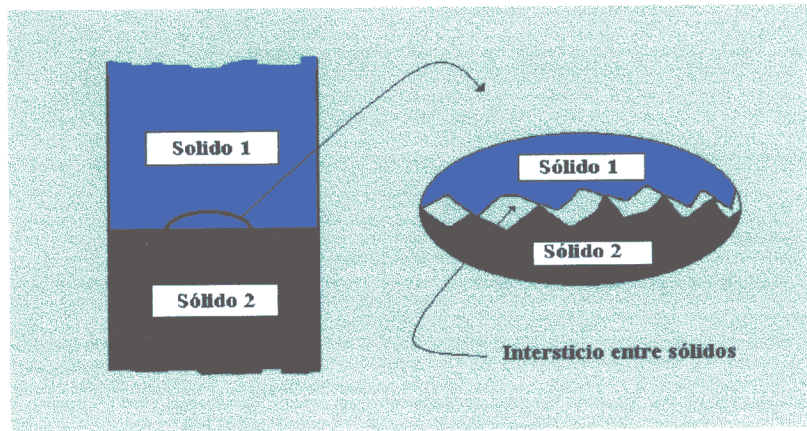


Figura 1.17. Contacto entre dos superficies sólidas

La resistencia de la superficie de contacto es función principal de la presión que mantiene en contacto las dos superficies, de la rugosidad superficial de éstas y de las características del fluido alojado en los intersticios. Esta resistencia térmica de contacto disminuye generalmente cuando aumenta la presión en la superficie de separación, debido a que las rugosidades de mayor longitud se deforman por acción de la carga creando mayor área de contacto, pero aumenta cuando lo hace la rugosidad y la ondulación de la superficie, ya que aumenta el número o tamaño de los intersticios.

Dos superficies están en contacto térmico perfecto cuando la diferencia de temperatura a través de la superficie es nula y no existe resistencia térmica de contacto. Para sólidos unidos mecánicamente la resistencia térmica de contacto siempre existe. En superficies rugosas con bajas presiones de contacto, la caída de temperatura a través de la superficie de contacto puede ser importante.

1.2.2 - Convección

La transferencia de calor por *convección* es el proceso resultante del intercambio de energía, cuando un fluido se pone en contacto con una superficie sólida a una temperatura distinta.

Dependiendo si exista o no cambio de fase, se pueden distinguir varios tipos de procesos de convección:

- Con cambio de fase: ebullición y condensación.
- Sin cambio de fase: convección forzada y convección libre o natural.

Los procesos de convección asociados con el cambio de fase son procesos que ocurren en la interfase sólido – líquido donde tiene un efecto importante el calor latente asociado al cambio de fase. Debido a los efectos combinados del calor latente y del flujo asociado a la flotabilidad, los coeficientes de transferencia de calor para ebullición y condensación son mucho mayores que aquellos característicos de la convección sin cambio de fase.

La *convección forzada* tiene lugar cuando una fuerza motriz exterior mueve un fluido sobre una superficie a diferente temperatura. La velocidad del fluido es generalmente impuesta al sistema mediante una bomba o un ventilador. En el caso de la *convección libre o natural*, la fuerza motriz procede de la diferencia de densidad en el fluido que resulta del contacto con una superficie a diferente temperatura y da lugar a fuerzas ascensionales de flotabilidad.

En la convección natural la velocidad del fluido depende de la diferencia de temperatura entre la superficie y el fluido, del coeficiente de dilatación térmica del fluido (cambio de densidad por unidad de diferencia de temperatura) y del campo de fuerzas que es debido simplemente a la acción de la gravedad. En la convección forzada la velocidad del fluido es mayor que en convección libre, por lo cual se transfiere más calor para una determinada diferencia de temperaturas. A cambio, para lograr este incremento en el calor transferido se requiere una energía para desplazar el fluido sobre la superficie.

Independientemente de que la convección sea libre o forzada, la ecuación fundamental de la transferencia de calor por convección es la ley de enfriamiento de Newton, donde el caudal térmico puede expresarse como,

$$Q_c = h_c A(T_s - T_{f,\infty}) \quad (1.4)$$

donde h_c es el coeficiente de transferencia de calor por convección en la interfase fluido – sólido, en unidades de $W/(m^2 K)$, A el área del sólido en contacto con el fluido (m^2), T_s la temperatura de la superficie (K) y $T_{f,\infty}$ la temperatura del fluido no perturbado (K).

En la tabla 1.7 se muestran algunos valores aproximados de los coeficientes de transferencia de calor por convección. Los procesos de ebullición y condensación tienen coeficientes de convección más altos, mientras que a la convección libre o natural le corresponde los valores más bajos.

La transferencia de calor por convección, al igual que en conducción, puede tratarse mediante la analogía eléctrica, siendo la resistencia térmica para el proceso de convección: $R_c = 1/(h_c A)$, donde h_c

es el coeficiente de transferencia de calor por convección y A es el área de contacto del sólido con el fluido.

Tabla 1.7. Valores de los coeficientes de transferencia de calor por convección

Tipo de proceso	Tipo de fluido	h_c (W/(m ² K))
Convección libre	aire	5 - 25
	agua	20 - 100
Convección forzada	aire	10 - 200
	agua	50 - 10 000
Ebullición	agua	3 000 - 100 000
Condensación	vapor de agua	5 000 - 100 000

Para el caso de una pared de habitación, donde la temperatura del aire en el interior (T_i) es mayor a la exterior (T_o), la transferencia de calor a través de la pared se puede representar mediante un circuito térmico de tres resistencias en serie, dos de convección y una de conducción,

$$Q = \frac{T_i - T_o}{\frac{1}{h_{c,i}A} + \frac{L}{kA} + \frac{1}{h_{c,o}A}} \quad (1.5)$$

Q es el caudal de calor transferido por unidad de tiempo, k la conductividad térmica de la pared, L el espesor de la pared, h_c el coeficiente de transferencia de calor por convección y A la superficie de la pared.

1.2.2.1. - Convección natural

El movimiento del fluido en la convección natural es el resultado de las fuerzas ascensionales de flotación que se originan por las variaciones de temperatura y densidad producidas por el calentamiento desigual dentro de un fluido (NECATI, 1979).

Debido al campo gravitatorio terrestre, la región del fluido más caliente y menos densa asciende, mientras que la región más fría y por tanto más densa desciende. Este tipo de movimiento del fluido es debido a la no uniformidad de la temperatura del fluido y se denomina *convección libre o natural*.

Ejemplos típicos de convección natural son la transferencia de calor desde la pared o el tejado de una casa en un día sin viento o la convección en un tanque donde hay sumergido un serpentín de

calefacción. Del mismo modo, la convección natural es responsable de la ascensión del agua caliente y el vapor en las calderas de convección natural, así como del tiro de las chimeneas. La convección natural también determina el movimiento de las grandes masas de aire sobre la superficie terrestre, la acción de los vientos, la formación de las nubes y las corrientes oceánicas.

La convección natural tiene muchas aplicaciones ingenieriles, como son, entre otras, la refrigeración pasiva de equipos electrónicos, la seguridad y operación de reactores nucleares, los calentadores solares y sistemas pasivos de ventilación en viviendas y la prevención de incendios en edificios.

La convección natural es la técnica de control preferida en la refrigeración pasiva de equipos electrónicos, debido a su bajo coste de mantenimiento, así como por la ausencia de interferencias electromagnéticas. La refrigeración de equipos electrónicos llama mucho la atención, debido a la microminiaturización y al uso de dispositivos semiconductores que requieren un control bastante exacto de la temperatura. Las tarjetas de los componentes son ensambladas en disposición vertical con pequeños huecos o canales entre cada uno de los componentes. La entrada y salida de los canales verticales formados por estos sistemas están abiertos a las condiciones ambientales y pueden ser a propósito obstruidos como medida de protección contra ambientes hostiles o sucios.

Los componentes electrónicos que producen calor son a menudo montados sobre un panel en una superficie conductora. El calor producido es transferido por ambos mecanismos, conducción a través de la placa y convección natural al fluido circundante. Como resultado de esto, la tasa de eliminación de calor desde los componentes electrónicos dependerá del acoplamiento de la conducción a través de la pared y la convección del fluido. Es interesante conocer cuando este acoplamiento es importante ya que influirá directamente en la distribución de temperaturas en los componentes y esto en el diseño de mecanismos de eliminación de calor para aplicaciones prácticas.

La convección natural en recintos cerrados formados por un haz de barras verticales calentadas, colocadas en una envolvente o carcasa fría, tiene potenciales aplicaciones en el almacenamiento de combustible nuclear gastado que genera calor.

En edificios los flujos ascendentes por convección natural son importantes debido a sus efectos en el movimiento del aire y la transferencia de energía y masa entre diferentes zonas. La prevención de incendios y la adecuada ventilación es de sumo interés con vistas a la seguridad. Un significativo movimiento de aire tiene lugar normalmente entre las plantas de los edificios, a través de las escaleras. Por tanto un mejor entendimiento de tales flujos resulta en un mejor control de la transferencia de energía, movimiento de humo, control de fuegos y transferencia de contaminantes.

Suponiendo una superficie caliente expuesta al contacto con aire más frío, al ser la densidad del aire en las proximidades de la superficie caliente menor que la densidad de la masa principal de aire, las fuerzas ascensionales producirán un flujo vertical y hacia arriba del aire inmediato a la superficie. El calor es conducido a través de la capa de aire y transportado por convección al seno de la masa de aire. Así el calentamiento de una habitación depende de las corrientes naturales de convección, que hacen que el aire caliente suba hacia el techo y el aire frío del resto de la habitación se dirija hacia el elemento calefactor.

En el caso de una placa vertical caliente de temperatura uniforme, T_w , que se sumerge en un fluido en reposo de temperatura constante, T_∞ , menor a la de la placa, se crean unas corrientes de convección libre que se dirigen hacia arriba sobre la superficie de la placa. Se establece por tanto una capa límite de velocidad y una capa límite térmica, como muestra la figura 1.18.

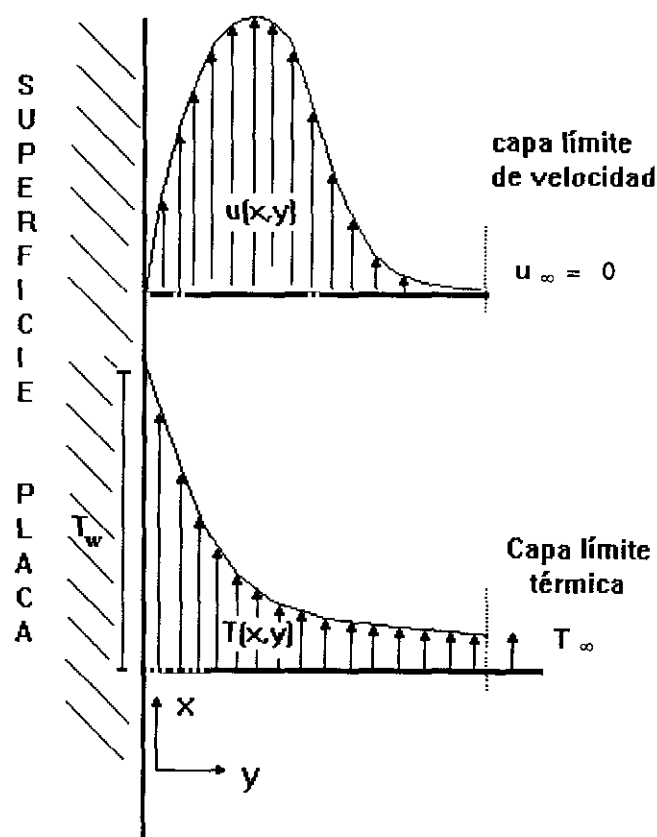


Figura 1.18. Perfiles de temperatura y velocidad en la convección libre desde una placa vertical caliente

A una distancia dada de la parte inferior de la placa, la velocidad local del aire aumenta con la distancia a la pared, alcanzando un máximo a una distancia de 1 a 2 milímetros y disminuye posteriormente hasta anularse. Los gradientes de temperatura van decreciendo al ir alejándose de la pared hasta llegar a un valor asintótico con la temperatura del fluido (NECATI, 1979).

Por otro lado si se analizaran los perfiles en distintas alturas de la superficie, se observaría que los perfiles de velocidad son más acusados en la parte superior de la placa y que los perfiles de temperatura son al contrario, más pronunciados en la parte inferior, donde el aire está más frío.

La convección natural es un fenómeno producido por cambios de densidad debidos a gradientes de temperatura en el fluido. La fuerza ascensional por unidad de volumen que experimenta un fluido en contacto con un sólido a diferente temperatura, en el campo gravitatorio terrestre, viene dado como el producto de la diferencia de densidades del fluido por la constante de la gravedad, g . La diferencia de densidad puede expresarse como una función del coeficiente volumétrico de expansión térmica del fluido, definido mediante la siguiente ecuación,

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p = \frac{\rho_\infty - \rho}{\rho(T - T_\infty)} \quad (1.6)$$

siendo ρ_∞ y T_∞ la densidad y temperatura del fluido sin perturbar, mientras que ρ y T se refieren al fluido perturbado en contacto con la superficie del sólido (ROSHENOW y HARNETT, 1973).

Mediante la ecuación (1.6) la fuerza ascensional o de flotación por unidad de volumen del fluido puede expresarse como,

$$\vec{F}_{\text{flotac.}} = \rho g \beta (T - T_\infty) \quad (1.7)$$

Para un gas perfecto, el coeficiente β tiene un valor constante que se corresponde con la inversa de la temperatura absoluta en el seno del fluido sin perturbar ($\beta = 1/T_\infty$).

1.2.2.1.1. - Coeficiente de transferencia de calor por convección

Para simplificar los cálculos de transferencia de calor entre una superficie a temperatura T_s y un fluido que se desplaza sobre ella a temperatura T_f se define el coeficiente de transferencia de calor por convección como,

$$h_c = \frac{q}{T_s - T_f} \quad (1.8)$$

Si el flujo de calor, q , se expresa en unidades de W/m^2 y las temperaturas en K, entonces el coeficiente de transferencia de calor por convección viene en unidades de $W/(m^2 K)$.

El *coeficiente de transferencia de calor por convección* depende de las propiedades físicas del fluido, forma y dimensiones de la superficie límite sólido-fluido, así como de la naturaleza, dirección y velocidad del movimiento del fluido. Dicho coeficiente puede determinarse analíticamente cuando los cuerpos tienen geometría sencilla y el régimen de flujo es laminar. En cambio, para sistemas que tienen geometría complicadas o cuando el régimen de flujo es turbulento, la transferencia de calor se analiza por métodos empíricos y datos experimentales.

En la transferencia de calor por convección natural, las variables que intervienen se pueden correlacionar mediante tres números adimensionales: números de Nusselt (Nu_x), Prandtl (Pr) y Grashof (Gr_x). Las expresiones de estos tres números adimensionales se muestran a continuación,

$$Nu_x = \frac{h_c x}{k} \quad (1.9)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (1.10)$$

$$Gr_x = \frac{\beta g x^3 (T_s - T_f)}{\nu^2} \quad (1.11)$$

donde:

h_c : coeficiente de transferencia de calor por convección, $W/(m^2 K)$

x : parámetro geométrico del sistema, m

k : conductividad térmica del fluido, $W/(m K)$

ν : viscosidad cinemática del fluido, m^2/s

α : difusividad térmica del fluido, m^2/s

β : coeficiente de expansión térmica del fluido, $1/K$

g : aceleración de la gravedad, m/s^2

T_s : temperatura en la superficie del sólido, K

T_f : temperatura en el seno del fluido, K

Todas las propiedades termofísicas del fluido (conductividad térmica, viscosidad cinemática y difusividad térmica), se determinan a la temperatura media del sólido y del fluido. El producto de los números de Grashof (Gr_x) y Prandtl (Pr) es conocido como número de Rayleigh (Ra_x).

1.2.2.1.2. - Tipos de régimen de flujo

Generalmente se consideran dos tipos de régimen de flujo para la capa límite en convección natural, denominados laminar y turbulento. Cuando la velocidad del fluido es pequeña, todos los elementos del mismo se desplazan siguiendo trayectorias paralelas y el tipo de flujo se denomina *laminar*. Al aumentar la velocidad del fluido, se producen desplazamientos de grandes grupos o enjambres de moléculas, en dirección distinta a la del flujo global y el tipo de flujo recibe el nombre de *turbulento*.

El flujo no cambia bruscamente de laminar a turbulento, existiendo una región intermedia que conecta el bien definido tipo laminar del turbulento claro. La transición a la turbulencia causa un sustancial incremento en el coeficiente de transferencia de calor. A causa de que la transición a la turbulencia es esencialmente inestable y no reproducible, las correlaciones disponibles en la literatura difieren considerablemente.

Se han realizado un número considerable de investigaciones analíticas y experimentales sobre convección natural en superficies verticales. Sobre base de numerosos experimentos se ha visto que el número medio de Nusselt para la convección libre desde una placa o cilindro vertical (a condición que el radio sea mucho mayor que el espesor de la capa límite), bajo condiciones de temperatura uniforme en la superficie, se puede correlacionar con el número de Rayleigh (McADAMS, 1978), mediante una expresión, donde L es la altura de la placa o del cilindro vertical, del tipo,

$$Nu_L = cRa_L^n \quad (1.12)$$

Los valores de la constante c y del exponente n dependen del tipo de flujo. La figura 1.19 muestra correlaciones de resultados experimentales en el caso de convección natural hacia o desde una superficie plana vertical de altura L . En dicha figura se ha representado el número de Nusselt en función del producto de los números de Grashof y Prandtl (denominado número de Rayleigh). El subíndice f indica que todas las propiedades termofísicas del fluido deben calcularse a la media aritmética de las temperaturas de la superficie y del fluido. Se distinguen dos tipos de régimen de flujo en función del intervalo del número de Rayleigh (KREITH y BLACK, 1983):

- Flujo laminar ($10^5 < Ra_L < 10^9$) $c = 0.555$ y $n = 0.25$
- Flujo turbulento ($10^9 < Ra_L < 10^{14}$) $c = 0.021$ y $n = 0.40$

La transición de los flujos laminar y turbulento se produce en el intervalo $10^8 < Ra_L < 10^{10}$, dependiendo de la geometría de los sistemas.

Existen unos criterios universalmente aceptados del número de Rayleigh crítico de transición de los flujos laminares, analíticamente predecibles, a los impredecibles flujos turbulentos, aunque los valores precisos de este número crítico dependen de las circunstancias especiales en cada caso y esto constituye uno de los campos más importantes hoy en la investigación de la mecánica de fluidos (BEJAN, 1984). La convección natural en flujo laminar para superficies isotermas verticales se cumple generalmente para números de Grashof inferior a 1.5×10^9 y fluidos refrigerantes con número de Prandtl de 0.71.

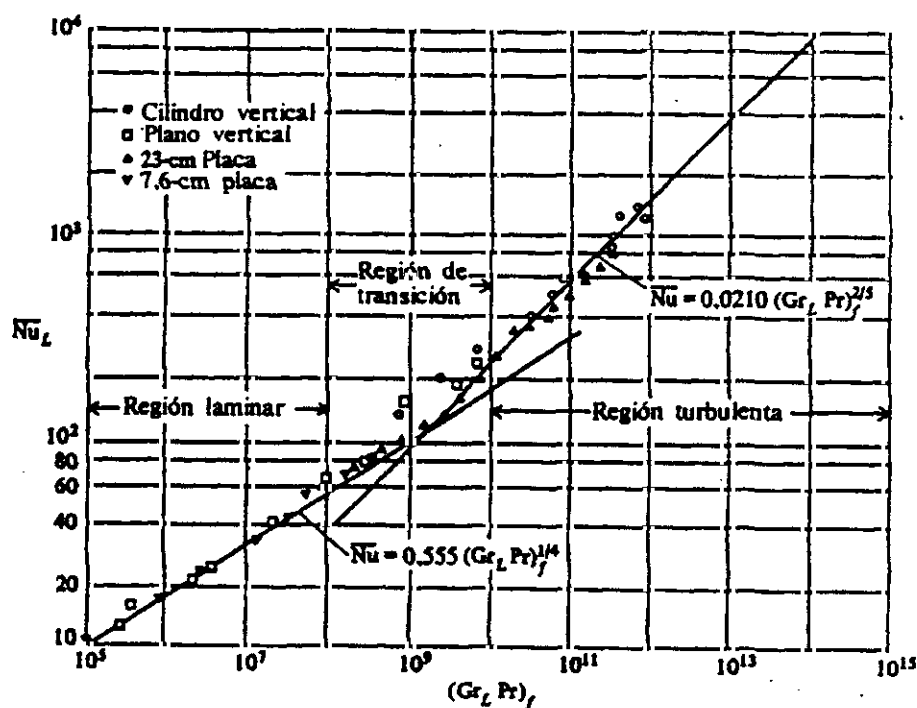


Figura 1.19. Correlaciones para convección natural en el caso de placas y cilindros verticales

Para valores del número de Rayleigh inferiores a 10^5 , existe un tercer tipo de flujo denominado de *conducción* a través de la lámina de fluido. La figura 1.20 muestra una correlación de los datos experimentales obtenidos por numerosos investigadores acerca de la transferencia de calor por convección natural desde una placa vertical de altura L . Para valores del número de Rayleigh inferiores a 10^5 se deberá emplear la curva recomendada (McADAMS, 1978).

El número de Prandtl de los gases suele permanecer constante con la temperatura. Cuando el Prandtl tiene un valor próximo a la unidad, como ocurre con el aire, los espesores de las capas límites de velocidad y de temperaturas son prácticamente iguales.

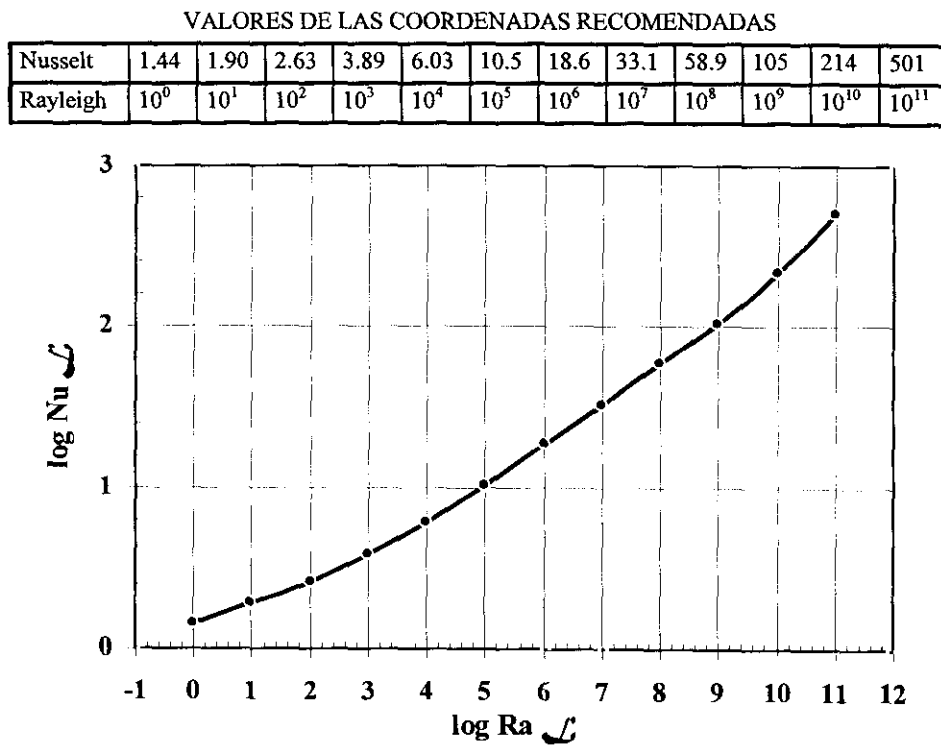


Figura 1.20. Convección natural desde una placa vertical a temperatura uniforme

En condiciones de temperatura ordinaria y presión atmosférica se puede simplificar la ecuación (1.12, cuando el fluido refrigerante es aire. Para placas verticales y dependiendo del tipo de flujo de la convección natural resulta,

- *Laminar* ($10^5 < Ra_L < 10^9$) $h_c = 1.27 (\Delta T/L)^{0.25}$ (1.13)

- *Turbulento* ($10^9 < Ra_L < 10^{12}$) $h_c = 1.13 (\Delta T)^{0.33}$ (1.14)

De este modo, el coeficiente de transferencia de calor por convección se puede correlacionar con el incremento de temperatura medio entre placa y fluido, siendo función inversa de la altura de la placa cuando el régimen es laminar e independiente de ella para régimen turbulento. Los resultados obtenidos para cilindros verticales altos son similares a los obtenidos con placas verticales.

1.2.3. - Radiación

La transferencia de calor por radiación es un proceso que se caracteriza por el transporte de energía en forma de ondas electromagnéticas. La cantidad de energía transportada por la radiación permanece inalterada cuando ésta atraviesa el vacío y resulta muy poco afectada por el aire seco y la mayoría de los gases, con las excepciones del dióxido de carbono y del vapor de agua (GLASSTONE y SESONSKE, 1982).

Existen diferentes tipos de radiación electromagnética, pero aquella que transporta energía en forma de calor se denomina radiación térmica. La expresión *radiación térmica* se refiere, de una manera general, a la energía radiante emitida por un cuerpo como consecuencia de su propia temperatura. La radiación térmica presenta una diferencia fundamental con respecto a la conducción y la convección, y es que no necesita ningún medio, sólido o fluido, para que los cuerpos intercambien calor con sus alrededores.

Otros tipos de radiación diferente a la térmica son la producida por los rayos X, los rayos gamma ó los rayos cósmicos. La diferencia de estos tipos de radiación es la longitud de onda. El intervalo de la radiación térmica se extiende teóricamente desde longitudes de onda comprendidos entre cero e infinito, pero en la práctica la mayor parte de la radiación térmica cubre el intervalo de 0.1 a 100 micrómetros. En la figura 1.21 se muestra el espectro de la radiación electromagnética.

Tanto la teoría ondulatoria como la teoría corpuscular son útiles para explicar el comportamiento de la radiación térmica. Según la teoría ondulatoria la radiación puede imaginarse como una onda de cierta frecuencia que se propaga a la velocidad de la luz. La teoría corpuscular muestra la radiación térmica como un proceso que se transporta en forma de paquetes denominados fotones cuya energía es proporcional a su frecuencia. Todo cuerpo en función de su temperatura tiene, en cualquier instante, numerosos electrones que experimentan un cambio de nivel energético y emiten fotones de diferente energía. La radiación térmica, en forma de energía, que abandona la superficie se distribuye dentro de un espectro de frecuencias.

La radiación es el mecanismo principal de transferencia de calor en una gran variedad de equipos en la industria química, como son los calentadores eléctricos, calderas calentadas a fuego directo, generadores de vapor, hornos rotatorios de las cementeras, altos hornos de fundición de metal, calderas tubulares de las refinerías de petróleo, etc.

Un cuerpo caliente emite energía radiante en todas direcciones. Cuando la energía alcanza otro cuerpo, figura 1.22, una fracción de ésta es absorbida por el sólido, el cual eleva su temperatura (absorbancia, α), otra parte es reflejada (reflectancia, r) y el resto es transmitida a través del sólido (transmitancia, τ). La suma de las tres fracciones de energía es la unidad.

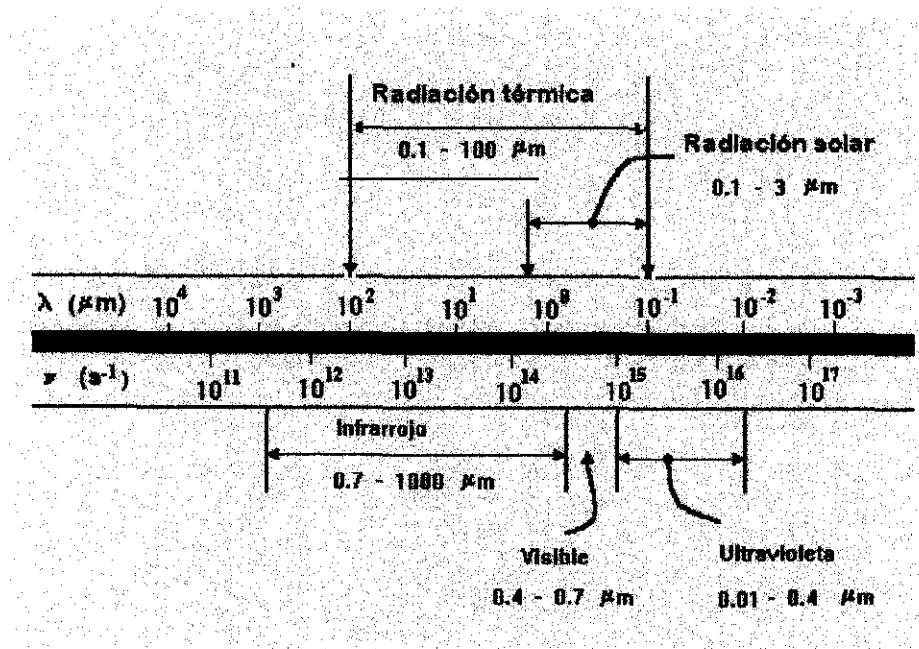


Figura 1.21. Espectro de la radiación electromagnética

No todas las superficies emiten o absorben la misma cantidad de energía por radiación cuando se calientan a la misma temperatura. La absorbancia, reflectancia y transmitancia de un material semi-transparente depende de las condiciones de la superficie, de la longitud de onda de la radiación, de la composición del material y del espesor del cuerpo, ya que la radiación incidente penetra en éste.

En superficies *opacas* no se transmite nada de la energía radiante incidente ($\tau=0$) y la suma de α y r es la unidad. Las superficies reales se desvían considerablemente de las condiciones ideales de las

superficies opacas (ópticamente lisas y perfectamente limpias), debido a la rugosidad, oxidación, contaminación, etc. Las superficies mates y rugosas absorben más calor que las superficies brillantes y pulidas, las cuales reflejan mucha más energía que las primeras. No existe una forma segura de predecir teóricamente las propiedades radiantes de las superficies reales y el único modo de determinar la reflectancia y absorbancia es a través de métodos experimentales.

Un cuerpo que emite y absorbe la máxima cantidad de energía a una temperatura determinada es un *cuerpo negro*. Este concepto se refiere a un cuerpo idealizado que posee la propiedad de permitir que toda la radiación incidente, procedente de todas direcciones y frecuencias, penetre en él ($\alpha=1$) sin que haya reflexión en la superficie ($r=0$) y sin transmitir o dispersar la radiación ($\tau=0$).

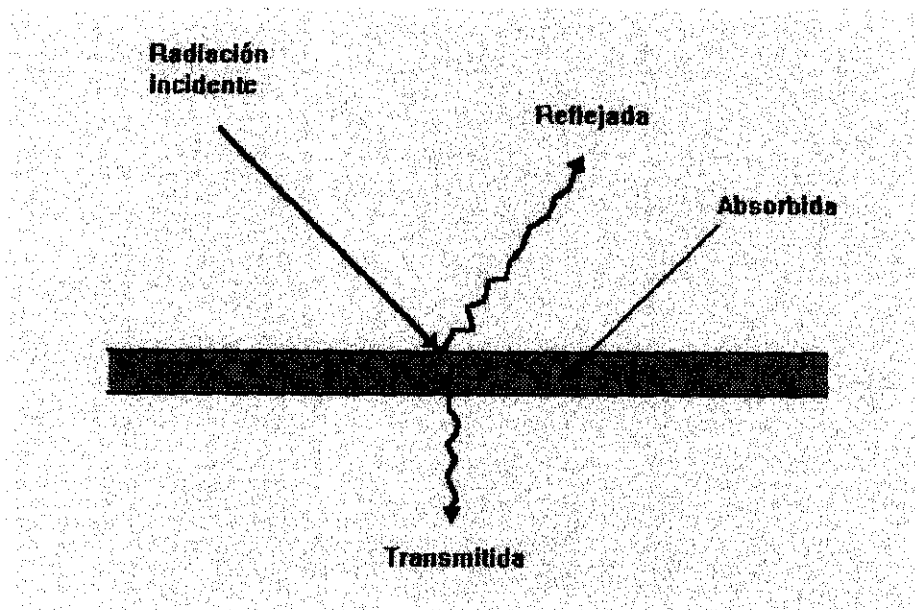


Figura 1.22. Reflexión, absorción y transmisión de la radiación incidente sobre un material

El flujo de energía emitido por un cuerpo negro, q , es función proporcional a la cuarta potencia de la temperatura absoluta, T , y viene dado por la ley de Stefan-Boltzmann, donde el factor de proporcionalidad es la constante de Stefan-Boltzmann, σ , cuyo valor es de $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/(m}^2 \text{ K}^4\text{)}$,

$$q = \sigma T^4 \quad (1.15)$$

A temperatura ambiente (alrededor de 300 K) el flujo de calor emitido por radiación desde un cuerpo negro es aproximadamente una décima parte del flujo de calor transferido desde una superficie a un fluido mediante convección, para un coeficiente de convección de $100 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ y una diferencia de temperatura de 50 K. A bajas temperaturas es justificable, en muchos casos, despreciar los efectos de la radiación térmica. Sin embargo su importancia es grande a altas temperaturas ya que el flujo de calor emitido por radiación aumenta con la cuarta potencia de la temperatura absoluta.

Aunque ningún cuerpo de la naturaleza se comporta como cuerpo negro, son muchos los que se aproximan a este comportamiento ideal. Tal es el caso de la ceniza o la nieve, que absorben el 95 % de la radiación incidente, sin embargo no parecen de color negro a simple vista porque no se absorbe parte de la radiación visible.

La mayoría de los cuerpos reales se desvían del comportamiento ideal del cuerpo negro y son denominados cuerpos *grises*. La relación entre la energía total emitida por un cuerpo gris y la que emitiría un cuerpo negro, a su misma temperatura, se define como emisividad del cuerpo gris (ϵ). La emisividad y absorbancia son iguales, para un cuerpo cualquiera en equilibrio térmico (ley de Kirchhoff). Esto indica que un cuerpo que sea un buen absorbente será también un buen emisor de la radiación térmica. Los valores de la emisividad de los cuerpos grises se encuentran en el intervalo de cero a uno.

Las emisividades de los conductores metálicos son muy bajas y, generalmente, proporcionales a la temperatura absoluta. La radiación sólo afecta a las capas superficiales de una micra de espesor, de aquí que las emisividades de los metales dependan fuertemente de las condiciones superficiales. Basta una finísima capa de óxido o de impurezas, o una variación de rugosidad imperceptible a simple vista, para que la emisividad del metal varíe considerablemente. Los valores de emisividad en los metales pulimentados varían entre 0.03 y 0.08, mientras que en los metales no pulimentados varían entre 0.6 y 0.85.

Las emisividades de los cuerpos no metálicos son mucho más altas y en contraste con las de los metales, disminuyen con la temperatura. La radiación suele afectar a capas superficiales de hasta un milímetro de espesor. Por esta razón la estructura granular, la presencia de pequeñas cantidades de impurezas o el mismo color, son factores más importantes a tener en cuenta que la propia composición química del material. Los valores de emisividad de los elementos no metálicos varían entre 0.65 y 0.95.

1.2.3.1. - Factores de visión

En la transferencia de calor por radiación es importante conocer la orientación geométrica de unas superficies respecto a otras y con este fin se introduce el concepto de *factor de visión*. El factor de visión representa físicamente la fracción de energía radiante que sale de un elemento de superficie y que incide directamente sobre otra superficie. El factor de visión es función del tamaño, la forma geométrica y la orientación de las dos superficies. Para representar el factor de visión de una superficie “i” respecto a otra “j”, se utiliza el símbolo F_{ij} .

Las propiedades de los factores de visión son de gran utilidad para caracterizar un recinto cerrado (COSTA et al., 1986). De estas propiedades, las de uso mas común para configuraciones sencillas son:

- Relación de reciprocidad. Cuando se conoce uno de los factores de visión entre dos elementos de superficie A_i y A_j , se puede determinar rápidamente el otro mediante la igualdad,

$$A_i F_{ij} = A_j F_{ji} \quad (1.16)$$

- Relación de la sumatoria. La suma de todos los factores de visión desde una superficie cualquiera “i” del recinto a todas las demás superficies “N” del mismo, incluyendo también “i”, debe ser igual a la unidad,

$$\sum_{k=1}^N F_{ik} = 1 \quad (1.17)$$

El término F_{ii} representa la fracción de la energía radiante que sale de la superficie “i” y que incide directamente sobre sí misma. Este factor es nulo cuando la superficie “i” es plana o convexa y es distinto de cero cuando dicha superficie es cóncava.

- Relación de simetría. Si la distribución geométrica del sistema es tal que existen parejas de superficies simétricas, como muestra la figura 1.23, se pueden conocer algunos factores de visión a partir de otros mediante la condición de simetría,

$$A_i F_{ik} = A_j F_{jl} \quad (1.18)$$

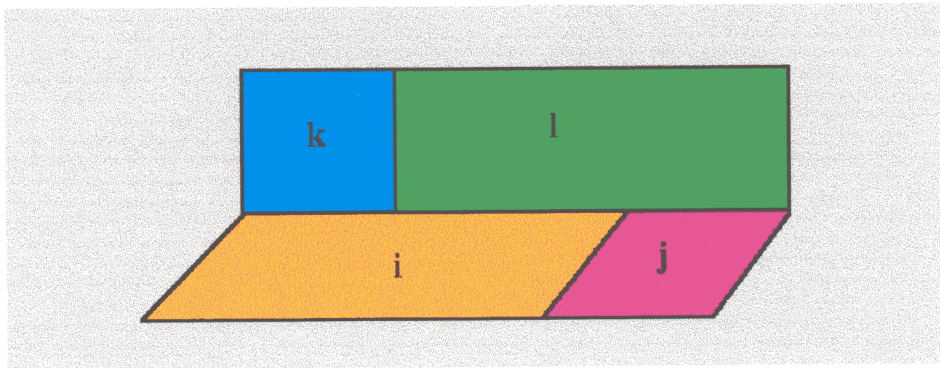


Figura 1.23. Relación de simetría de los factores de visión

- Relación de adición: Cuando la superficie receptora es suma de otras varias ($R=j+k+l$), como muestra la figura 1.24, se puede utilizar la propiedad de adición de los factores de visión,

$$F_{iR} = F_{ij} + F_{ik} + F_{il} \quad (1.19)$$

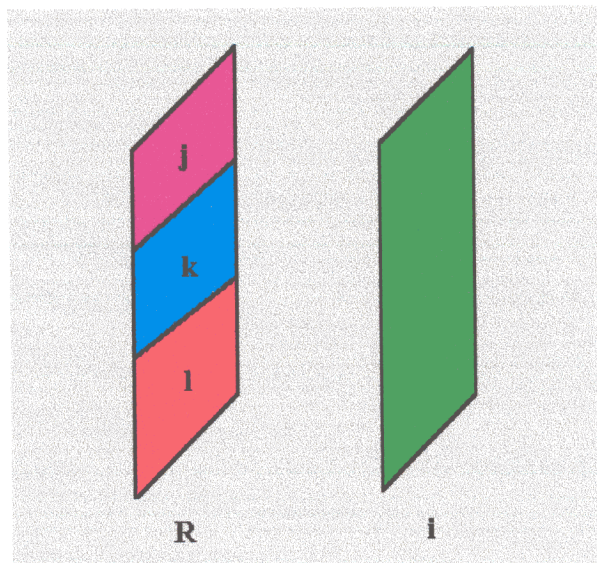


Figura 1.24. Relación de adición de los factores de visión

En numerosas distribuciones geométricas no existen ecuaciones de cálculo para los factores de visión, pero pueden ser obtenidos utilizando el método del álgebra de factores de visión, que consiste en separar la distribución geométrica en formas más sencillas para las cuales sí existen

métodos de cálculo. Posteriormente, aplicando la relación de adición y de la sumatoria de los factores de visión, puede completarse todo el cálculo.

1.2.3.2. - Intercambio de radiación térmica entre superficies separadas por un medio no absorbente

Para el estudio del intercambio de calor por radiación entre superficies cualesquiera que constituyan una cavidad cerrada, es necesario considerar dos términos:

- Factor de visión de cada superficie con la otra.
- Características de emisión y absorción de las superficies.

Con estos dos términos se puede hacer un cálculo exacto de la radiación que llega o sale de las distintas superficies. De este modo cuando dos cuerpos, uno más caliente que otro, se encierran en una cavidad, hay un intercambio continuo de energía entre ellos. El más caliente emite más energía de la que absorbe, mientras que el más frío absorbe más de la que emite. Después de alcanzarse el estado estacionario continúa el proceso, emitiendo y absorbiendo energía ambos cuerpos.

La formulación matemática del intercambio de calor por radiación dentro de recintos cerrados se puede simplificar notablemente y la solución se puede reducir a un sistema de ecuaciones algebraicas, si se considera que todas las zonas que constituyen el recinto cumplen las siguientes condiciones:

- Las superficies se comportan como cuerpos grises.
- La temperatura de la superficie de cada zona es uniforme.
- Las superficies son opacas a la radiación.
- El medio que llena el recinto es no participante en la radiación.
- Las superficies emiten y reflejan radiaciones difusas.

Dado que las superficies se comportan como cuerpos opacos, no existe transmitancia y la suma de la absorbancia y reflectancia es la unidad. Cuando se alcanza un estado estacionario la absorbancia es igual a la emisividad, con lo cual se puede conocer la reflectancia de una superficie, r , a partir de su emisividad, ε ,

$$r = 1 - \varepsilon \quad (1.20)$$

Suponiendo N superficies grises que constituyen el recinto cerrado, el calor emitido por radiación desde una superficie “ i ” (conocido como radiosidad) es la suma de la emisión de calor debido a su temperatura y del calor reflejado que incide en dicha superficie procedente del resto de las “ N ” zonas del sistema, como muestra la siguiente ecuación,

$$R_i = \varepsilon_i \sigma T_i^4 + r_i \sum_{j=1}^N R_j F_{ij} \quad (1.21)$$

El flujo neto de calor transferido por radiación desde la superficie “ i ” vendrá dado por la diferencia de flujo que emite y recibe,

$$Q_{R_i} = R_i - \sum_{j=1}^N R_j F_{ij} \quad (1.22)$$

Mediante las ecuaciones (1.21) y (1.22) se llega a la relación entre el flujo neto transferido por radiación y de la radiosidad de la superficie “ i ”,

$$Q_{R_i} = \frac{\varepsilon_i}{r_i} (\sigma T_i^4 - R_i) \quad r_i \neq 0 \quad (1.23)$$

La determinación del flujo neto de calor transferido por radiación desde la superficie “ i ”, requiere conocer el valor de la radiosidad en dicha superficie y esto implica calcular el resto de las radiosidades. Una reorganización de los términos de la ecuación (1.21) con vistas al cálculo de la radiosidad permite expresarlo de esta otra forma,

$$\sum_{j=1}^N \frac{\delta_{ij} - r_i F_{ij}}{\varepsilon_i} R_j = \sigma T_i^4 \quad \begin{array}{ll} \delta_{ij} = 1 & \text{si } i = j \\ \delta_{ij} = 0 & \text{si } i \neq j \end{array} \quad (1.24)$$

Esta ecuación aplicada a cada una de las “ N ” superficies que constituyen el recinto, genera un sistema de “ N ” ecuaciones con “ N ” incógnitas (radiosidades). Expresado en forma matricial resulta,

$$[A] \times [R] = [C] \quad (1.25)$$

donde:

$$[A] = \begin{bmatrix} A_{11} & \dots & A_{1i} & \dots & A_{1N} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ A_{i1} & \dots & A_{ii} & \dots & A_{iN} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ A_{N1} & \dots & A_{Ni} & \dots & A_{NN} \end{bmatrix} \quad [R] = \begin{bmatrix} R_1 \\ \dots \\ R_i \\ \dots \\ R_N \end{bmatrix} \quad [C] = \begin{bmatrix} C_1 \\ \dots \\ C_i \\ \dots \\ C_N \end{bmatrix}$$

La matriz “A” define los elementos del sumatorio de la ecuación (1.24), el vector “R” es la matriz incógnita de radiosidades y el vector “C” es la matriz relacionada con las temperaturas.

Mediante un programa de cálculo se puede resolver el sistema planteado de “N” ecuaciones con “N” incógnitas y llegar a la solución de las radiosidades de cada superficie y con ello el calor neto transferido por radiación.

1.3. - Fenómenos de transferencia de calor mediante procesos combinados de radiación y convección natural

La combinación de radiación y convección natural ha sido investigada tanto teórica como experimentalmente, encontrándose que la radiación juega un papel importante en procesos que implican flujo de fluidos y transporte de calor (TAN y HOWELL, 1991).

La obtención de correlaciones precisas para la transferencia de calor por convección natural en recintos verticales de bordes regulares (cilindros concéntricos) o irregulares (cilindros en el interior de recintos rectangulares o hexagonales) es de gran utilidad en muchas áreas tecnológicas. Una parte considerable de este desarrollo va dirigido a la mejora de los contenedores de transporte, utilizados para refrigerar pasivamente los ensamblajes de combustible nuclear gastado.

1.3.1. - Transferencia de calor en recintos verticales

La transferencia de calor por convección natural es un fenómeno muy estudiado debido a sus importantes aplicaciones prácticas. Existen numerosos trabajos experimentales sobre transferencia de

calor en recintos verticales, algunos de los cuales se refieren a recintos de geometría rectangular y cilíndrica. Un caso particular se refiere a cilindros concéntricos.

Las primeras investigaciones sobre convección natural se enfocaron a obtener, por medio del análisis dimensional de las ecuaciones principales de transferencia de calor, una correlación entre los números adimensionales de Nusselt y Rayleigh, para diferentes geometrías de recintos. La mayor parte de las investigaciones cesaron cuando llegaron a determinar esta correlación, aunque el intervalo de temperaturas utilizadas se elegía arbitrariamente. Desde entonces varios autores encauzaron sus trabajos de investigación en este campo utilizando las más variadas condiciones límites. En la literatura se refleja algunos de ellos.

HSIEH y WANG (1994) han realizado medidas de transferencia de calor por convección natural en recintos rectangulares, utilizando tres dimensiones. Una pared fué calentada mientras que la opuesta se mantuvo enfriada y las cuatro restantes paredes del recinto se encontraban en condiciones adiabáticas. Los datos de temperatura fueron tomados para números de Rayleigh comprendidos entre 8.7×10^2 y 2.0×10^9 (definidos para la altura del recinto), utilizando tres diferentes fluidos de trabajo (aire, agua y aceite de silicona) con números de Prandtl comprendidos en el intervalo de 0.7 a 464. Los parámetros geométricos del recinto se consideran en un parámetro adimensional A , que varía de 1 a 20, y representa la relación entre la altura del recinto y la separación de las paredes activas de éste. Estos autores han desarrollado una correlación del número de Nusselt en función del número de Rayleigh, de parámetros geométricos del sistema y del número de Prandtl,

$$Nu = 0.133 Ra^{0.301} A^{-0.095} Pr^{0.053} \quad (1.26)$$

La principal conclusión es que el transporte de calor desde la pared caliente del recinto hasta la fría se realiza mediante flujo en capa límite y que los efectos de las tres dimensiones son significativos para valores altos del número de Rayleigh y valores del parámetro geométrico A superior a 5.

LA PICA et al. (1993) han estudiado experimentalmente, utilizando aire, la convección libre en un canal vertical de una altura " H " de 2.6 metros y sección cruzada rectangular $b \times s$, fijando " b " a 1.2 metros y siendo variable la anchura del canal " s ". Una de las paredes del canal fue calentada con un flujo uniforme de calor. La experimentación considera diferentes valores del hueco anular ($s = 7.5$; 12.5 y 17 cm) y de la potencia calorífica ($48-317 \text{ W/m}^2$). En base a los resultados obtenidos llegaron a una fórmula empírica que relaciona el número de Nusselt con el Rayleigh y con el parámetro geométrico s/H ,

$$Nu = 0.9282 Ra^{0.2035} (s/H)^{0.8972} \quad 7.0 \times 10^{12} < Ra < 5.3 \times 10^{13} \quad (1.27)$$

Los números de Nusselt y Rayleigh están basados en el flujo de calor convectivo. El parámetro característico empleado en ambos números adimensionales es la altura del canal.

RAO y CLAKPE (1993) presentaron soluciones numéricas de convección natural en tres dimensiones para un haz vertical, constituido por siete barras calentadas, con un flujo uniforme de calor, y colocadas en un recinto hexagonal isoterma. La distribución de temperaturas fué obtenida para un valor constante del número de Prandtl. La relación entre la dimensión vertical y horizontal del sistema era próxima a la unidad y los números de Nusselt y Rayleigh estaban referidos a la semi-anchura del recinto. Para régimen laminar obtienen una correlación similar a la empleada en cavidades rectangulares en disposición vertical: $Nu = c Ra^{1/4}$.

HECKEL et al. (1989) estudiaron el flujo de convección en capa límite a lo largo de cilindros verticales, variando la temperatura de la superficie. Los estudios cubren desde convección libre hasta convección forzada. Asimismo, YANG (1987) investigó sobre transferencia de calor por convección natural desde un cilindro vertical y propuso cuatro regímenes de flujo para la totalidad del intervalo del número de Rayleigh. Para valores suficientemente pequeños de éste hay un régimen de capa límite donde el efecto de la curvatura es importante y para valores aun más pequeños del Rayleigh hay un régimen de difusión donde el análisis de la capa límite no es válido y el proceso físico de transferencia de calor es la conducción pura a través de la película cilíndrica de fluido. Para régimen laminar ($10^5 < Ra_L < 10^9$), la ecuación propuesta por YANG, expresa el número de Nusselt como función de los números de Rayleigh y Prandtl,

$$Nu_L = 0.67 \frac{(Ra_L)^{1/4}}{\left(1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{9/16}\right)^{4/9}} \quad (1.28)$$

Para régimen de flujo turbulento ($Ra_L > 10^9$), YANG propone una ecuación de la forma,

$$Nu_L = 0.15 \frac{(Ra_L)^{1/3}}{\left(1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{9/16}\right)^{16/27}} \quad (1.29)$$

YASUYUKI (1984) realizó un trabajo experimental sobre convección natural en el espacio anular comprendido entre dos cilindros concéntricos verticales, estando el cilindro interior calentado y el exterior refrigerado. Mediante la resolución numérica de las ecuaciones en tres dimensiones obtuvo

la estructura tridimensional del flujo del fluido y la distribución de temperaturas. Comprobó como el número de Nusselt, característico de la convección natural, dependía de la relación entre los radios y entre radio y longitud. Otros autores como KUMAR y KALAM (1991) realizaron una investigación numérica de la transferencia de calor por convección natural entre cilindros coaxiales isotermos en disposición vertical. Los resultados, fueron obtenidos mediante la técnica de incrementos finitos, y propusieron una correlación de la forma,

$$Nu_d = 0.455 (Ra_d)^{0.202} \quad K > 5; A > 10 \text{ y } Ra_d > 400 \quad (1.30)$$

Los números de Nusselt y Rayleigh individuales están referidos al diámetro del cilindro interior. El parámetro "K" representa la relación de radios de los cilindros exterior e interior (r_o/r_i), mientras que "A" se refiere a la relación de la altura del cilindro y el hueco anular entre cilindros ($L/(r_o-r_i)$).

THOMAS y DE VAHL DAVIS (1970) estudiaron la convección natural en la región anular definida por dos cilindros concéntricos en disposición vertical, estando el cilindro interior a una temperatura superior a la del cilindro exterior. Estos autores proponen para tres diferentes regímenes de flujo, siendo el parámetro longitudinal característico, utilizado en la definición de los números de Nusselt y Rayleigh globales, la distancia anular entre cilindro interior y exterior,

- Régimen de conducción ($Ra/H < 400$):

$$Nu = 0.595 Ra^{0.101} Pr^{0.024} H^{0.052} K^{0.505} \quad (1.31)$$

- Régimen de transición ($400 < Ra/H < 3000$):

$$Nu = 0.202 Ra^{0.294} Pr^{0.097} H^{0.246} K^{0.423} \quad (1.32)$$

- Régimen laminar ($Ra/H > 3000$):

$$Nu = 0.286 Ra^{0.258} Pr^{0.006} H^{0.238} K^{0.442} \quad (1.33)$$

siendo $K = (r_o/r_i)$ y $H = L/(r_o-r_i)$. "L" es la altura de la cavidad, " r_o " el radio del cilindro exterior y " r_i " el radio del cilindro interior.

KEYHANI et al. (1983) presentaron medidas experimentales de transferencia de calor por convección natural y radiación en un anillo vertical, en el cual la parte interna es un cilindro con flujo de calor constante en la superficie y el cilindro exterior se mantiene a una temperatura fija. Los

resultados del trabajo incluyen distribuciones de temperaturas en la superficie de la barra calefactora y coeficientes de transferencia de calor por convección natural combinada con radiación, para números de Rayleigh comprendidos en el intervalo de 10^3 a 2.3×10^6 . El número de Nusselt, referido a la diferencia entre los radios exterior e interior del cilindro se correlaciona con el número de Rayleigh (referido a este mismo parámetro geométrico) y obtienen correlaciones para dos intervalos del número de Rayleigh,

$$Nu = 1.406 Ra^{0.077} \quad 10^3 < Ra < 6.6 \times 10^3 \quad (1.34)$$

$$Nu = 0.163 Ra^{0.322} \quad 6.6 \times 10^3 < Ra < 2.3 \times 10^6 \quad (1.35)$$

Basándose en este mismo método, KEYHANI et al. (1985) estudiaron el comportamiento térmico de haces de tubos verticales situados en el interior de un recinto cilíndrico, con generación interna de calor. Utilizaron configuraciones múltiples de 3x3 y 5x5 barras, en las cuales se mantuvo constante la disipación de calor por unidad de longitud. Establecieron que los resultados para los sistemas múltiples de barras son similares a los obtenidos para dos cilindros concéntricos, si para ello se representa el haz como un cilindro de diámetro equivalente. Proponen una ecuación generalizada del número de Nusselt función del número de Rayleigh y de parámetros geométricos adimensionales, tanto cuando predomina la conducción,

$$Nu = 0.797 K^{0.505} H^{0.052} (P/d)^{0.045N+0.541} Ra^{0.077} \quad (1.36)$$

como cuando predomina la convección,

$$Nu = 0.188 K^{0.442} H^{0.238} (P/d)^{0.045N+0.541} Ra^{0.322} \quad (1.37)$$

siendo " P " la distancia entre centros de barras, " d " el diámetro de barra, " N " el número de filas de barras en el haz, " K " la relación entre los radios exterior e interior de los cilindros (r_o/r_i) y " H " una relación que expresa el cociente entre la altura del haz y el hueco anular entre los cilindros ($L/(r_o-r_i)$).

ARIMILLI et al. (1986) presentaron una aproximación de la transferencia de calor que tiene lugar en las barras de combustible nuclear gastado. Analizaron un haz de barras en un medio de conductividad térmica constante y desarrollaron un modelo numérico, considerando que cada barra tiene una temperatura uniforme en toda su superficie. Estudiaron tres casos diferentes:

- Un haz de barras con diferente espaciado. Se comprobó como la convección aumenta con el espaciado entre las barras.

- Barras de diámetros diferentes, comprobándose la escasa influencia del diámetro de éstos en la transferencia de calor.
- Diferentes distribuciones geométricas de las barras, con el mismo diámetro e igual espaciado entre ellas, obteniendo que la transferencia de calor se produce a mayor velocidad entre las barras de una misma fila.

LEMEMBRE y PETIT (1998) han realizado simulaciones numéricas con objeto de estudiar el flujo inducido por convección natural en un cilindro vertical corto calentado lateralmente, utilizando varios fluidos refrigerantes: aire, agua y etilen-glicol. Observaron que la transferencia de calor convectiva no depende explícitamente del número de Prandtl (aunque si de forma implícita, ya que el número de Rayleigh incluye el número de Prandtl). Por otro lado vieron que la transferencia de calor se mejoraba con el incremento del número de Rayleigh y con la disminución del parámetro geométrico Al (definido como la relación entre la altura y el diámetro del cilindro) para un Rayleigh constante. Utilizaron la altura del cilindro como parámetro geométrico característico en la definición de los números de Nusselt y Rayleigh y propusieron una correlación de la forma,

$$Nu = 0.55 Al^{1.25} Ra^{0.25} \quad \begin{matrix} 10^2 < Ra < 10^6 \\ 0.5 < Al < 2.0 \end{matrix} \quad (1.38)$$

Muchos de los trabajos realizados con cilindros concéntricos fueron orientados principalmente a la determinación de la estructura del flujo de fluido portador de calor. Las interacciones cilindro-pared son de naturaleza compleja e incluso contradictoria. Por un lado las paredes pueden bloquear el acercamiento del fluido hacia el cilindro y retardar por fricción la velocidad del flujo inducido por el cilindro, con lo cual estas interacciones tenderían a disminuir el coeficiente de transferencia de calor por convección del cilindro. Por otro lado, la temperatura de pared será mayor a la ambiente, induciendo en las paredes un flujo que es adicional al inducido por el propio cilindro caliente. Dependiendo de la geometría del recinto, el flujo inducido por la pared tenderá a incrementar o no el calor transferido desde el cilindro interior.

1.3.2. - Transferencia de calor en contenedores de transporte y almacenamiento de combustible nuclear gastado

Las mayores necesidades generales para el diseño de contenedores de combustible nuclear gastado son la obtención de datos experimentales y métodos para predecir las tasas de transferencia de calor

desde los elementos de combustible nuclear al interior de la pared del contenedor. La combinación entre radiación y convección natural es un fenómeno que tiene lugar en estos contenedores, siendo de gran interés estudiar como se transmite el calor y la participación relativa de los mecanismos de radiación y convección en la transferencia de calor.

La transferencia de calor en contenedores de transporte de combustible nuclear gastado ha de tratarse como un importante problema de seguridad. Tanto las normas de transporte de Alemania como las regulaciones del IAEA para la seguridad en el transporte de material radiactivo, exigen la comprobación de la temperatura de la superficie del elemento combustible gastado que ha de ser transportado, ya que la temperatura del sistema no debe exceder de los límites permisibles. Para la predicción exacta de estas temperaturas, han de estudiarse los mecanismos que intervienen en el proceso de transferencia de calor que tiene lugar en el interior del contenedor, así como los posibles modelos de cálculo. En la bibliografía se encuentran analizados dos tipos de modelos para estudiar la transferencia de calor en contenedores de transporte y almacenamiento de combustible nuclear gastado:

- Modelos termo-hidráulicos, basados en las ecuaciones de conservación de la masa, energía y momento, que pueden predecir distribuciones de temperaturas y caídas de presión.
- Modelos térmicos basados en ecuaciones de transferencia de calor total, que predicen la temperatura máxima en el interior del contenedor.

Ambos tipos de modelos utilizan códigos de cálculo por ordenador, más o menos complejos, y requieren conocer correlaciones empíricas que estimen los coeficientes de transferencia de calor por convección.

WATSON (1983) ha desarrollado un modelo termo-hidráulico para predecir la distribución de temperaturas en estado estacionario para conjuntos no compactos de barras de configuración cuadrada, considerando la radiación como único mecanismo de transferencia de calor. Para ello utilizó los factores de visión entre tubos del haz, las tasas de generación de calor, la emisividad de las superficies y la temperatura de la pared del contenedor. Las predicciones de temperaturas están muy próximas a las obtenidas de forma experimental, cuando éstas son superiores a 200 °C y los contenedores no disponen de grandes espacios vacíos, condiciones donde la radiación es el mecanismo más importante de transferencia de calor. Sin embargo para temperaturas más bajas, la radiación no es tan importante y la convección pasa a tener un papel más relevante. Las temperaturas estimadas son mayores que las medidas experimentalmente cuando éstas no son muy elevadas, como consecuencia, por ejemplo, de un mayor espaciado entre barras. La contribución de la convección se

refleja en los siguientes hechos:

- Tanto en posición horizontal como vertical, la distribución de temperaturas no es simétrica con respecto al plano medio del contenedor.
- La temperatura del contenedor no es uniforme, presentando un valor máximo en la zona superior.

BRYAN y CHILD (1985) consideraron que el haz es un simple tubo (elementos compactados) con generación de calor y que la transferencia de calor tenía lugar por mecanismos de conducción o bien conducción y radiación. Mediante una fuente de calor volumétrica simulaban el calor producido por decaimiento en los elementos de combustible nuclear gastado. Utilizaron el código térmico HEATING-6, diseñado para resolver en estado estacionario y/o transitorio problemas de conducción en una, dos o tres dimensiones, utilizando coordenadas cartesianas y cilíndricas. Las condiciones de contorno pueden ser temperaturas especificadas o alguna combinación de flujo de calor, convección forzada, convección natural y radiación. Para resolver las ecuaciones en estado estacionario, el código emplea un método iterativo de sobre-relajación sucesiva. Este modelo al igual que el de WATSON no tiene en cuenta los gradientes longitudinales de temperatura, ni tampoco la convección existente entre los espacios entre tubos.

Otros modelos termo-hidráulicos son utilizados en los códigos COBRA-SFS (RECTOR et al., 1986a) e HYDRA-I (McCANN, 1980) los cuales consideran tanto transporte axial como radial y utilizan para sus predicciones de distribución de temperaturas los tres mecanismos de transferencia de calor (conducción, convección y radiación).

El COBRA-SFS es un código de análisis general termo-hidráulico utilizado para predecir temperaturas y flujo de fluidos en una gran variedad de sistemas, empleando para ello un método de sucesivas iteraciones basado en un criterio de convergencia fijado. Las características específicas del código COBRA-SFS enfocadas al análisis del almacenamiento de combustible nuclear gastado son:

- Es un método para calcular, en tres dimensiones, la transferencia de calor por conducción a través de una estructura sólida como es el caso de un contenedor que alberga combustible nuclear gastado.
- Incluye un modelo que calcula los intercambios de calor por radiación entre las barras de los elementos combustibles gastados. Un valor recomendado para la emisividad de la superficie de barra de combustible es 0.8.

- Utiliza condiciones de contorno específicas para modelar la transferencia de calor por radiación y convección natural desde la superficie del contenedor.

El código COBRA-SFS modela el contenedor de almacenamiento en seco de combustible gastado como una estructura sólida y una región de cavidades. Las cavidades consisten en un conjunto de subcanales que describen las regiones de flujo, definiéndose el subcanal como el área de flujo entre las barras de combustible. La transferencia de calor tiene lugar mediante una combinación de los tres mecanismos, por convección en la circulación ascendente del fluido a través de los elementos combustibles, conducción a través del fluido o de la estructura sólida y radiación térmica entre las superficies enfrentadas. El calor se transfiere desde la pared del contenedor al medio ambiente exterior por convección natural y radiación.

En los contenedores de almacenamiento de combustible nuclear gastado el régimen de flujo es generalmente laminar. Aunque existen diferentes expresiones analíticas para el número de Nusselt dependiendo de las condiciones de contorno, el código recomienda valores constantes del número de Nusselt, que son obtenidos de la experiencia con varios modelos estudiados de almacenamiento de combustible gastado,

- $Nu = 3.66$, para la transferencia de calor desde las barras y estructura sólida al fluido para sistemas de almacenamiento en disposición vertical u horizontal, como resultado de la solución exacta de la ecuación de energía para un cilindro con perfiles de velocidad y temperatura plenamente desarrollados y con temperatura de contorno constante.
- $Nu = 1.0$, para sistemas de almacenamiento de combustible gastado que tras ser evacuado contiene una cantidad de gas residual a baja presión, que aún es capaz de transferir calor por conducción.

Las pérdidas de presión axial debidas a la fricción con la pared y otras obstrucciones en el flujo del fluido, se obtienen a partir de correlaciones del factor de fricción. En elementos de combustible nuclear gastado este factor de fricción, para flujo laminar plenamente desarrollado, a lo largo de cilindros en disposición cuadrada, es función del número de Reynolds, $f = 100/Re$.

El código de cálculo HYDRA-I proporciona una solución por diferencias finitas en coordenadas cartesianas de las ecuaciones de conservación de masa, momento y energía. El código se utiliza para el análisis termo-hidráulico de un elemento de combustible nuclear gastado en el interior de un contenedor cilíndrico en disposición vertical, siendo capaz de resolver en tres dimensiones problemas de conducción, convección y radiación combinados. Este código considera a todo el conjunto del contenedor como un medio poroso. Uno de los problemas que presenta este código es que no aporta

predicciones de la contribución de la radiación a la transferencia de calor.

La validación experimental de los códigos COBRA e HYDRA fue realizada por CREER (1984) y RECTOR et al. (1986b). Se utilizaron para ello prototipos de contenedores en orientación vertical donde el fluido convectivo fué aire, nitrógeno o argón. Las temperaturas predichas con el código HYDRA eran como máximo 10 °C inferiores a las temperaturas experimentales, siendo algo más próximas que las correspondientes al código COBRA (15 °C inferiores a las experimentales).

Los modelos térmicos son usados para predecir la temperatura máxima en el interior del contenedor y se basan en el balance total de transferencia de calor. Se requiere para ello una correlación del Nusselt frente al Rayleigh, obtenida empíricamente, para evaluar los coeficientes de transferencia de calor por convección. A continuación se pasa revista a alguno de estos modelos.

NITSCHKE y RUDOLF (1986) suponen un coeficiente efectivo de transferencia de calor para explicar los efectos simultáneos de convección/conducción y radiación en el interior del contenedor. En su modelo la temperatura máxima del sistema se obtiene a partir de una expresión de la forma,

$$T_{max.} = T_o + \frac{Q_{generado}}{(h_r + h_c)A} \quad (1.39)$$

siendo T_o la temperatura en la pared del contenedor y A el área interna de transferencia de calor. El calor generado se reparte entre radiación y convección/conducción, encontrándose que en condiciones de presión atmosférica y dependiendo de la temperatura, la tasa de calor disipado por radiación varía del 30 al 45 %. El coeficiente de transferencia de calor por radiación, h_r , se obtiene a partir del calor neto transferido por radiación, la temperatura máxima en el sistema y la temperatura de la pared del contenedor, como muestra la siguiente ecuación,

$$h_r = \frac{Q_{radia}/A}{T_{max} - T_o} \quad (1.40)$$

Por otro lado, el coeficiente de transferencia de calor por convección, h_c , se estima a partir de una correlación del tipo $Nu=c Ra^n$, que no contiene parámetros geométricos.

SCHMITTEN y WRIGHT (1980) han utilizado un programa de cálculo, denominado TAP-A, que utiliza un método por diferencias finitas para predecir la distribución de temperaturas en estado estacionario y transitorio en el interior de un contenedor de almacenamiento en seco de combustible

nuclear gastado. Este programa considera que las barras tienen semejanzas con cilindros concéntricos ficticios y la transmisión de calor se realiza por conducción, convección y radiación. Los resultados del modelo muestran una buena concordancia con los resultados experimentales, aunque en los extremos del contenedor existe una pérdida de calor no cuantificada, debido a los efectos de convección sobre las paredes del contenedor. Observaron que variaciones moderadas de la temperatura ambiente, así como de la radiación solar, tienen un efecto significativo en la temperatura interna del contenedor, de modo que los coeficientes de transferencia de calor por convección pueden variar con el tiempo.

Asimismo, SPILKER (1989) ha estudiado la transferencia de calor por convección natural en contenedores de almacenamiento y transporte. Para ello utilizó un prototipo de contenedor a escala 1/1 y se confirmó la validez de la correlación $Nu = c Ra^n$.

1.4. - Objetivos y plan de trabajo

En general los diversos códigos de cálculo desarrollados para el estudio de la transferencia de calor en el interior de los contenedores no se ajustan a los resultados experimentales cuando la influencia de la convección es apreciable. En algunos códigos como el COBRA-SFS e HYDRA-I, donde sí se contempla la convección, una importante limitación es suponer una geometría axial uniforme, sin tener en cuenta las rejillas espaciadoras en los conjuntos de barras, que disminuyen la sección de paso del flujo y producen perturbaciones en el flujo del fluido. Otros modelos predicen la temperatura máxima en el interior del contenedor sin tener en cuenta aspectos geométricos en las correlaciones globales del número de Nusselt.

El objetivo de la presente tesis doctoral es estudiar la transferencia de calor en haces de barras verticales generadoras de calor y rodeados de una carcasa exterior, sistema semejante al interior de la cavidad central de los contenedores utilizados para el transporte y almacenamiento de combustible nuclear gastado.

Para ello ha sido desarrollado un modelo matemático que permite cuantificar la transferencia de calor por convección natural en el interior del sistema y predecir su temperatura máxima, teniendo en cuenta los diferentes aspectos geométricos del haz de barras y de la carcasa, la tasa de generación de calor, la presencia de elementos distorsionantes del flujo térmico, como rejillas y el valor de la temperatura en la carcasa.

En la práctica, para conseguir el objetivo marcado se ha elaborado el siguiente plan de trabajo,

- Revisión bibliográfica sobre:
 - # Transferencia de calor en haces de barras verticales generadoras de calor y refrigeradas por convección natural.
 - # Contenedores de transporte y almacenamiento de combustible nuclear gastado.
- Puesta a punto de un programa de cálculo que, a partir de factores de visión y temperaturas medias, permita determinar el calor transferido por radiación en un sistema constituido por un haz de barras y una envolvente exterior o carcasa.
- Montaje y puesta a punto de la instalación experimental. La experimentación está encaminada a la obtención de medidas puntuales de temperaturas en las diferentes barras del haz, en las rejillas de sujeción y separación, así como en la superficie interna de la carcasa que envuelve al conjunto de barras.
- Diseño de experimentos con el fin de estudiar la influencia que sobre la transferencia de calor por convección natural tienen las siguientes variables:
 - # Calor generado en el interior del sistema
 - # Presencia de rejilla espaciadora en el centro del haz
 - # Geometría y dimensiones de la envolvente exterior del haz.
 - # Número de barras que constituyen el haz
 - # Espaciado entre barras anexas
- Elaboración y discusión de resultados mediante la siguiente secuencia:
 - # Cálculo de los calores netos intercambiados por radiación y convección entre los elementos internos del haz y la envolvente exterior. Participación relativa de ambos mecanismos en la transferencia de calor.
 - # Determinación de los coeficientes de transferencia de calor por convección natural, tanto individuales de barras, como globales para el conjunto de éstas.

- # Obtención de correlaciones que permitan predecir el número de Nusselt global a partir del número de Rayleigh y de parámetros geométricos del sistema.
- # Predicción de la temperatura máxima en el interior del haz de barras, función del calor neto total intercambiado por convección, de la temperatura de la carcasa y de correlaciones globales del número de Nusselt.
- Elaboración de conclusiones.

2. - PARTE EXPERIMENTAL

2. - Parte experimental

La parte experimental del presente trabajo se ha centrado en la obtención de perfiles térmicos longitudinales de barras y radiales de rejillas, en el interior de recintos que se hallan delimitados por una carcasa, para diferentes condiciones de operación. A continuación se describen la instalación experimental y las técnicas experimentales utilizadas, así como los resultados obtenidos.

2.1. - Instalación y técnicas experimentales

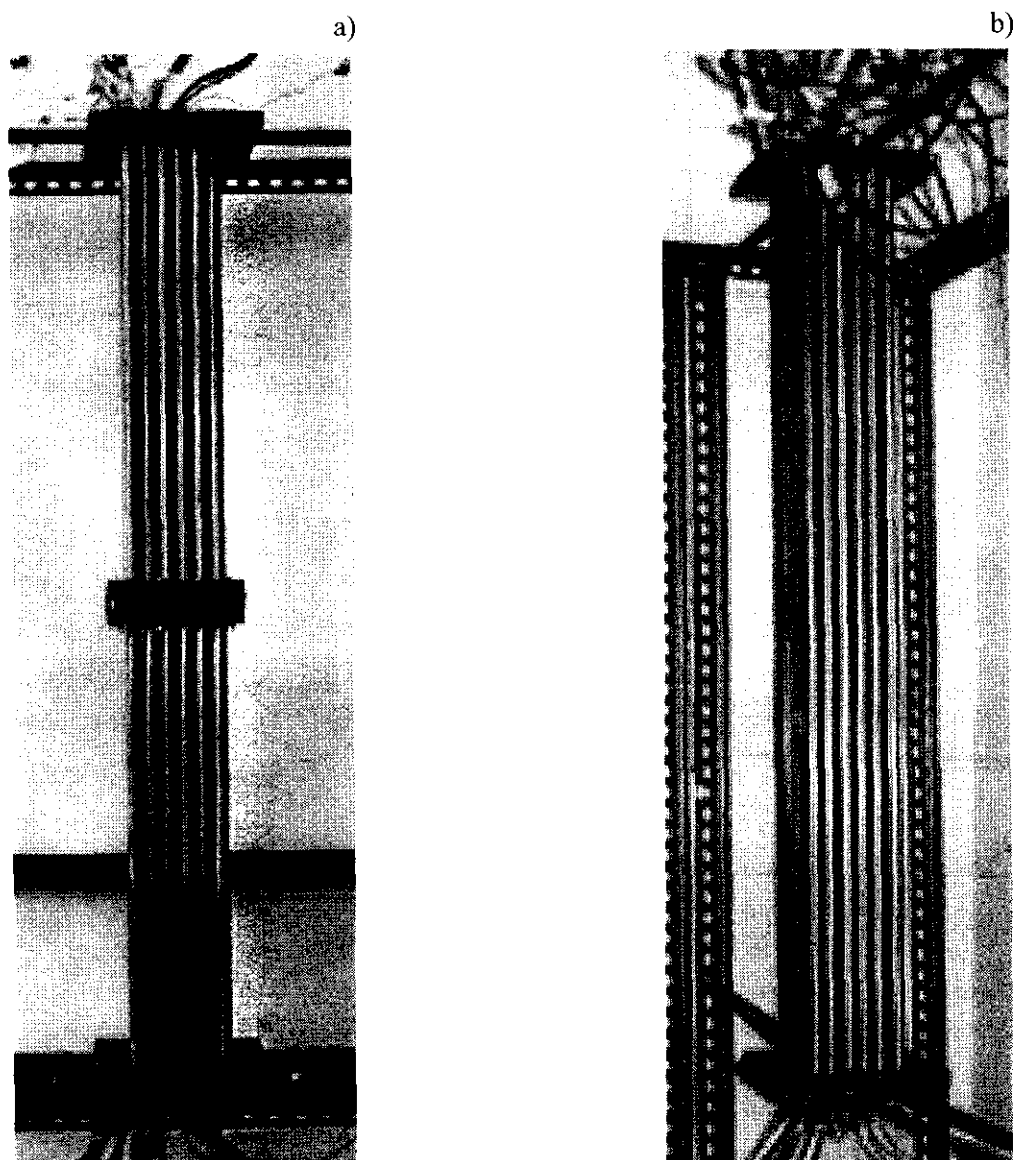
La técnica experimental empleada consiste en la medida de temperaturas, en estado estacionario, en un sistema de barras (con generación de calor) y rejillas rodeado de una carcasa, la cual se encuentra aislada térmicamente del exterior. Los experimentos se llevaron a cabo mediante una instalación experimental constituida por estos elementos y equipos medidores de temperatura y reguladores de la potencia eléctrica. A continuación se detallan las diferentes partes de la instalación, la experimentación preliminar realizada y la secuencia en la puesta en marcha de la instalación experimental.

2.1.1. - Descripción de la instalación

La instalación utilizada para las medidas experimentales de temperaturas está constituida por los siguientes elementos:

- Conjunto de barras.
- Rejillas de fijación y espaciadora.
- Envoltura rígida o carcasa.
- Indicadores de temperaturas.
- Elementos reguladores y medidores de voltaje eléctrico.

En la figura 2.1 se muestra un ejemplo de la parte activa de la instalación, consistente en el haz de barras ensambladas mediante rejillas en los extremos y en ocasiones con rejilla central espaciadora.



a) con rejilla central espaciadora

b) sin rejilla central espaciadora

Figura 2.1. Haz de barras

2.1.1.1. - Descripción del haz de barras

El haz de barras está constituido por un número variable de tubos huecos de acero inoxidable que proporcionan la consistencia deseada a la estructura y cuyas dimensiones son:

- Diámetro exterior: 1.3 cm

- Longitud: 90 cm
- Espesor: 0.1 cm

Para simular el calor generado por los productos de fisión y actínidos en los elementos combustibles agotados de los reactores nucleares comerciales, se introdujo en el interior de cada tubo una resistencia eléctrica, tipo “termocoax”, de 3 mm de diámetro, colocada a lo largo del eje longitudinal del tubo.

Cierto número de barras han sido instrumentadas mediante termopares tipo K (NiCr/NiAl) con el fin de medir la distribución longitudinal de temperaturas. Los termopares se colocaron en seis pequeños orificios en posiciones alternas y opuestas de los tubos, estando el primero y el último situados a 20 cm de los extremos y los cuatro restantes equidistantes 10 cm. Los termopares tienen un diámetro de 1 mm y abarcan un intervalo de medida de temperatura comprendido entre $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$. Sus puntos calientes se fijan en las perforaciones realizadas en los tubos, de modo que queden situados a ras de la superficie externa de estos. La correcta fijación de los extremos de los termopares y de la resistencia calefactora se logra durante la siguiente etapa, que consiste en el relleno de los tubos. Para mejorar el contacto de los extremos calientes de los termopares se utiliza una ligera capa de pintura de plata, sustancia que se caracteriza por su alta conductividad térmica.

Los tubos provistos de sus elementos internos son rellenados con una mezcla de silicato sódico, grafito y cemento, cuya composición en peso es de 49%, 30% y 21%, respectivamente. La mezcla de estos tres componentes, una vez fraguada, proporciona la conductividad térmica y la consistencia adecuadas para asegurar un flujo térmico de calor uniforme a lo largo de la superficie de cada tubo. La función de cada uno de estos componentes de la mezcla se complementa; así el silicato sódico facilita el manejo de la mezcla durante la operación de relleno; el grafito proporciona una elevada conductividad térmica que asegura una buena transmisión de calor desde el interior de cada tubo hasta la superficie externa; el cemento, de tipo aluminoso, proporciona consistencia y dureza a la mezcla, una vez que ésta ha fraguado.

El haz de barras puede estar constituido por una sola barra o por un conjunto de ellas. En las configuraciones múltiples, las barras se colocan en disposición cuadrangular, variando de dos a seis el número de filas de barras en el haz. Otra variable a tener en cuenta en las configuraciones múltiples es la distancia entre barras anexas, o espaciado. El espaciado deseado entre barras se fija mediante las rejillas que se describen en el apartado siguiente. Una combinación de estas variables y de la geometría de la carcasa constituye los diferentes sistemas experimentales estudiados, como muestra la figura 2.2.

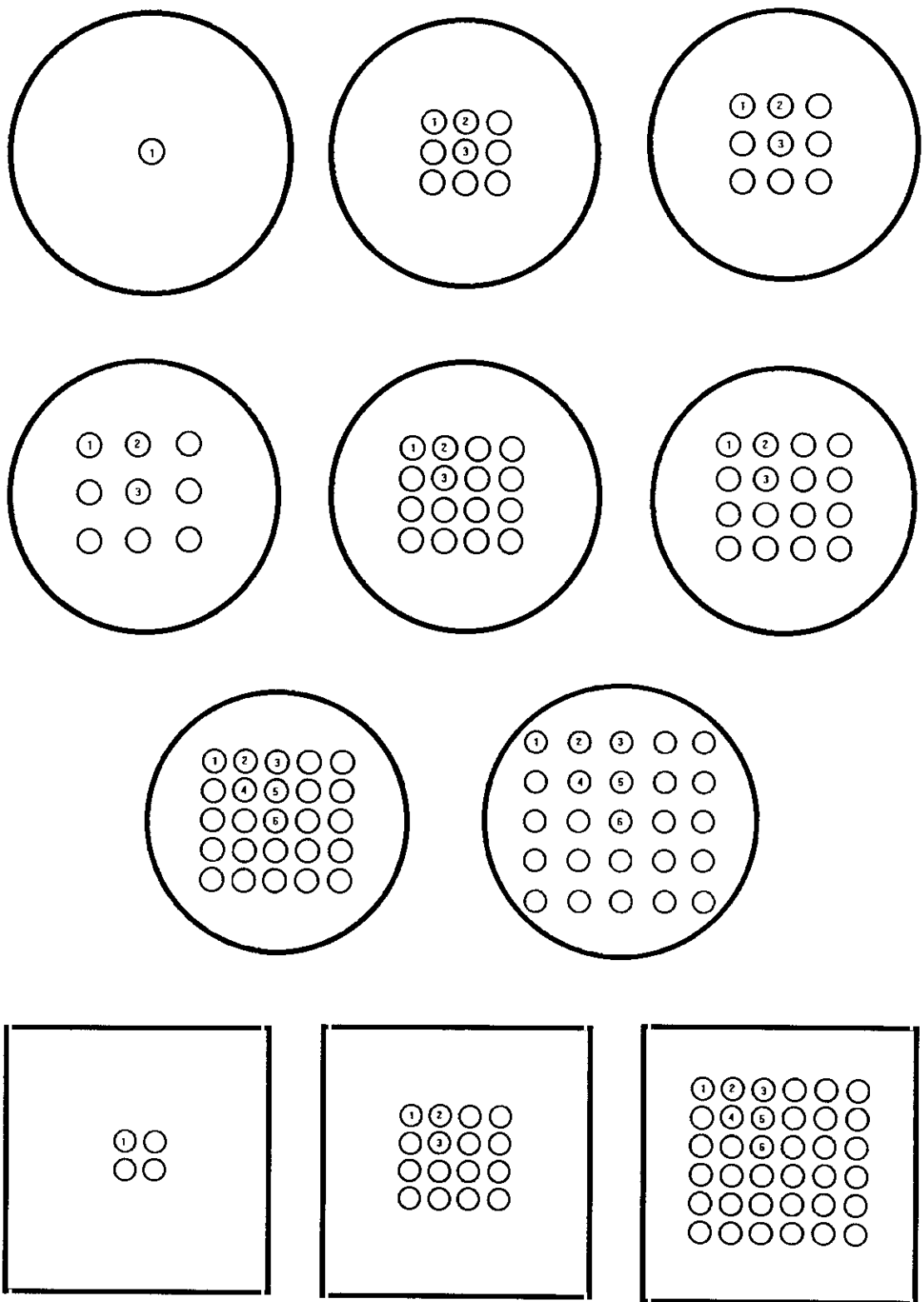


Figura 2.2. Configuraciones de sistemas utilizados en la experimentación

2.1.1.2. - Descripción de las rejillas

Los conjuntos de barras quedan ajustadas por ambos extremos mediante rejillas de fijación que impiden el contacto entre ellas y además contribuyen a la verticalidad del haz mediante su fijación a una estructura metálica. Un segundo tipo de rejillas, denominadas espaciadoras, situadas en el interior del haz, contribuye a mantener el distanciamiento adecuado entre las barras. En la figura 2.3 se muestra una vista de perfil de los diversos sistemas constituidos por el haz de barras y las rejillas, donde se muestra el tipo de configuración, sencilla o múltiple, así como la posición central ocupada por la rejilla espaciadora.

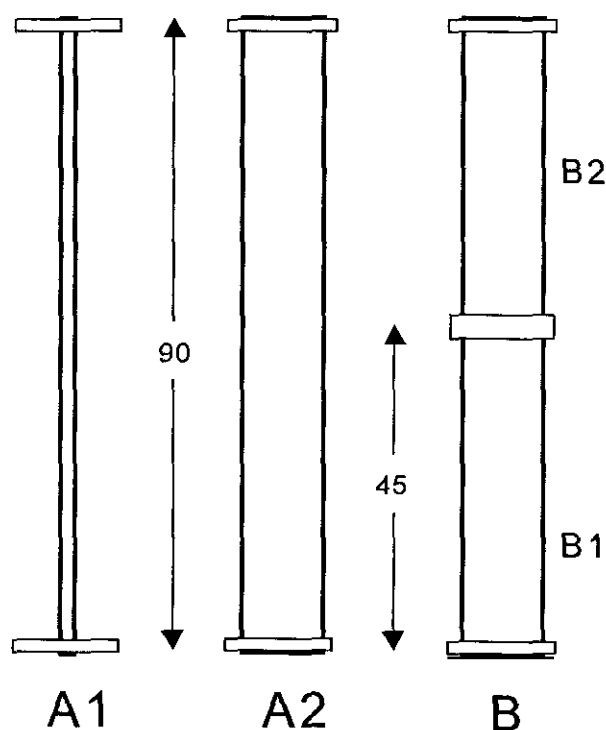


Figura 2.3. Perfil de los sistemas constituidos por el haz de barras y las rejillas

El sistema A1 representa un haz simple (una sola barra) con dos rejillas de fijación en los extremos. El tipo A2 refleja un haz múltiple de barras con las rejillas de fijación, mientras que el sistema B incluye además una rejilla central, de tipo espaciadora, que divide al haz en dos zonas, B1 y B2.

La estructura de la rejilla de fijación se basa en cuatro pestañas transversales donde se sujeta cada barra del haz. El diseño de estas rejillas implica la existencia de una zona de contacto mínima con el fin de evitar importantes pérdidas de calor por conducción. Cada configuración de barras tiene sus propias rejillas de fijación. La rejilla de fijación no es suficiente para mantener la distancia entre barras en los elementos combustibles de los reactores nucleares comerciales, debido a su gran longitud, por lo que disponen además de rejillas espaciadoras. Las rejillas espaciadoras a diferencia de las de fijación, contactan con cada barra solamente en tres puntos. Ambos tipos de rejilla, espaciadora y de fijación, se muestran en las figuras 2.4 y 2.5, respectivamente.

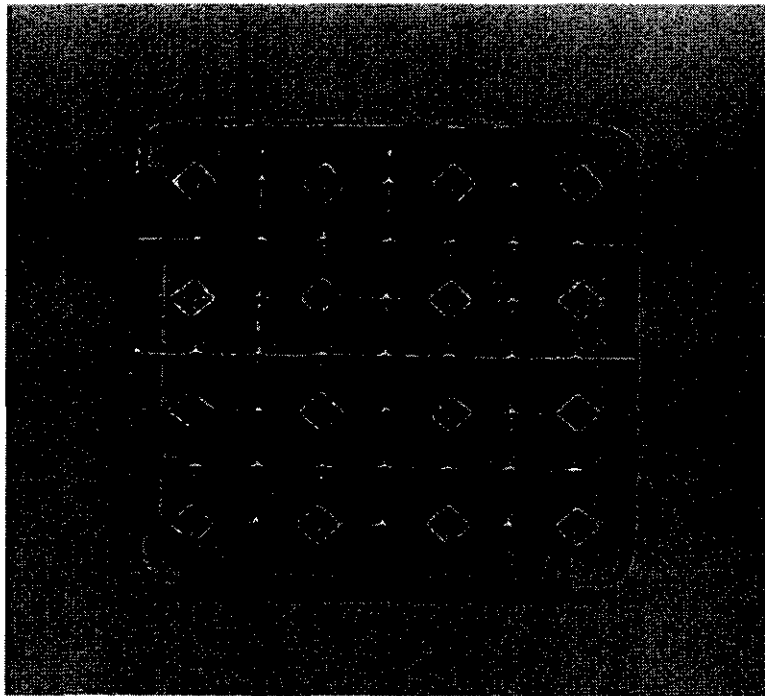
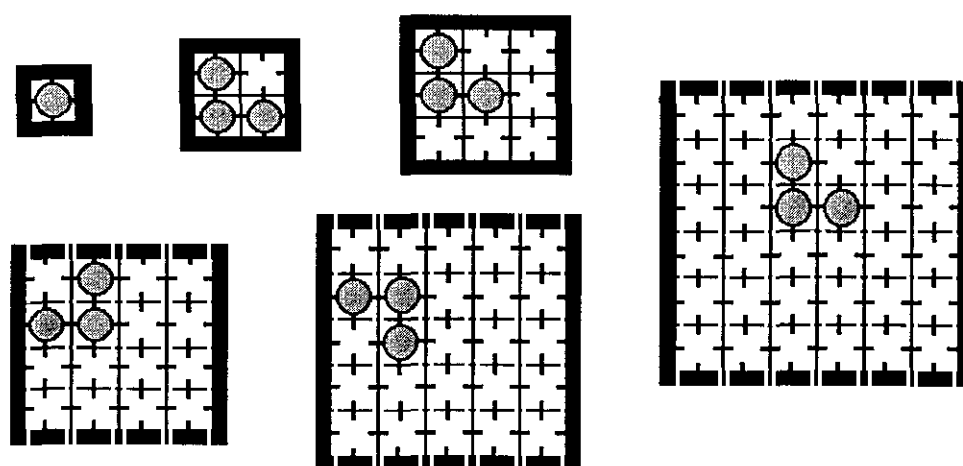
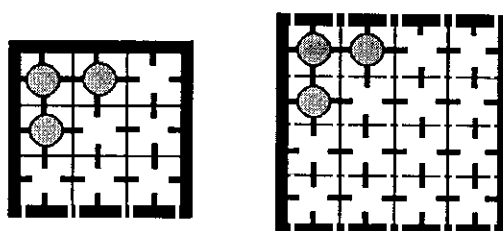


Figura 2.4. Rejilla espaciadora para un haz de barras
(espaciado de 1.62 cm)

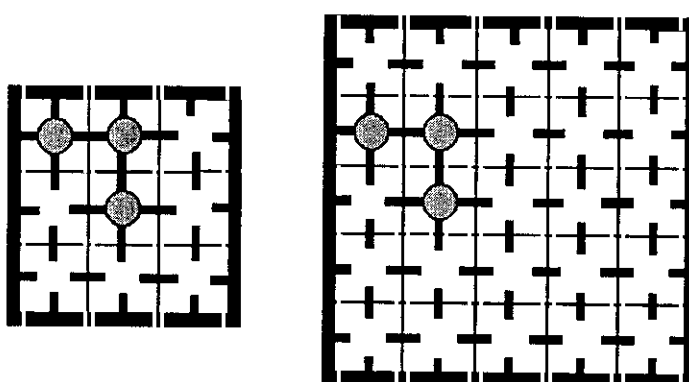
La rejilla espaciadora se ha colocado en ciertos sistemas experimentales en el interior del haz, equidistante de los extremos de éste. Esta rejilla central, de geometría cuadrada, tiene una altura de 4.12 cm y una anchura de 12.9 cm. Su estructura metálica está constituida por láminas de 0.1 cm de espesor, con una altura variable, mínima en el interior de la rejilla y máxima en su exterior.



(espaciado de 1.62 cm)



(espaciado de 2.08 cm)



(espaciado de 2.60 cm)

Figura 2.5. Rejillas de fijación en los diferentes sistemas estudiados. Para facilitar la claridad de los diagramas sólo se muestra tres barras en cada haz

2.1.1.3. - Descripción de las carcacas

El elemento que rodea al haz e impide en lo posible pérdidas de calor al exterior en dirección radial, consiste en una envoltura rígida, denominada carcasa, colocada en posición vertical y abierta por los extremos. La carcasa se mantiene aislada del exterior por medio de una capa de material aislante, que consiste en lana de vidrio y cerapaper.

Durante la experimentación se han utilizado dos tipos de geometría de carcasa: cilíndrica y cuadrada. Las carcacas de geometría cilíndrica se construyeron en metacrilato de metilo y la de geometría cuadrada en acero inoxidable. En la tabla 2.1 se muestra las dimensiones de las carcacas utilizadas. La razón de utilizar dos tipos diferentes de carcasa es debido a que se quiere simular dos geometrías distintas del interior de los contenedores de combustible nuclear gastado. La geometría cuadrada se refiere a contenedores que disponen de bastidores en forma cuadrangular para albergar los elementos combustibles, como es el caso del contenedor alemán tipo CASTOR, mientras que la geometría cilíndrica de la carcasa simula a contenedores con bastidores en forma redondeada como es el caso del contenedor americano tipo NAC-STC.

Tabla 2.1. Dimensiones de las carcacas utilizadas en la experimentación

Geometría	Diámetro o anchura (cm)	Espesor de pared (cm)
Cilíndrica	3.5; 6.0; 10.4	0.3
	17.8	0.4
	34.5	0.7
	50.9	0.9
Cuadrada	16.4	0.2

La carcasa que rodea el haz de barras está instrumentada con termopares tipo K (NiCr/NiAl), colocados a lo largo de su altura, en el centro y a unos pocos centímetros de los bordes superior e inferior, con el fin de medir la distribución de temperatura. Para ello se ha perforado la superficie de la carcasa en las posiciones previstas. Los orificios tienen el diámetro necesario para que el termopar entre ajustado y atravesando la pared de la carcasa pueda medir la temperatura de su cara interior.

2.1.1.4. - Descripción del equipo de medida

Las soldaduras frías de los termopares sobresalen de las barras por sus extremos superior e inferior y se mantienen fuera del alcance de la influencia del aire caliente que sale del haz. Los termopares se conectan bien a un registro híbrido portátil (modelo YEW 3087), de tipo digital, con capacidad para la lectura simultánea de 12 termopares, o bien a un registro analógico de "plumillas" (modelo YEW 3066) el cual dispone de tres canales independientes para la medida del incremento de temperaturas sobre el ambiente.

La temperatura ambiente se toma en un canal reservado del registro híbrido, mediante un termopar cuyo extremo frío se encuentra en el seno del aire del laboratorio, lejos de las corrientes de convección que se producen durante la experimentación. El registro híbrido tiene además capacidad de medir resistencias y voltajes, lo cual permite cuantificar la potencia eléctrica introducida al sistema durante la experimentación. En la figura 2.6 se muestra el equipo de registro y medida de la temperatura.

La precisión en la medida de la temperatura del registro analógico es de tan sólo 1 °C, mucho menor de la que posee el registro híbrido digital (0.1 °C). Se ha considerado para los resultados experimentales de temperatura la precisión menor, con lo cual los errores de medida son de ± 1 °C. Esto implica utilizar técnicas del redondeo en las fracciones decimales de las temperaturas registradas en el equipo digital.

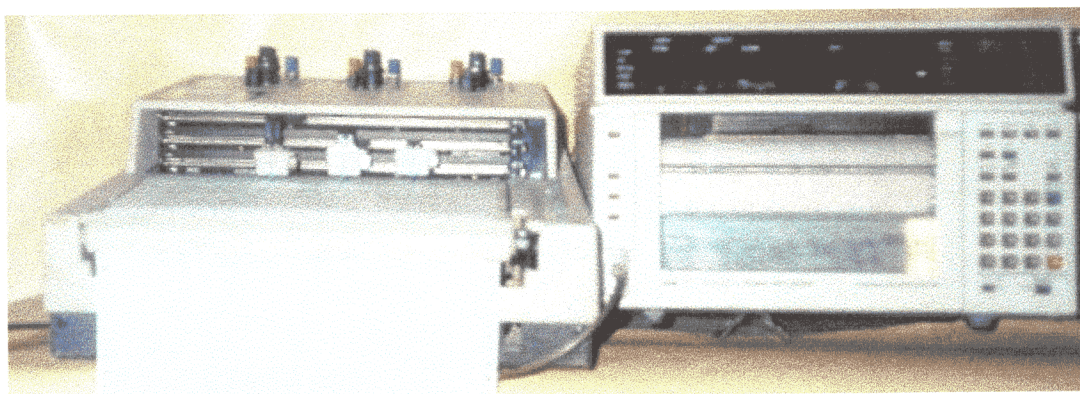


Figura 2.6. Equipo de registro y medida de la temperatura

Los extremos de las resistencias calefactoras, que sobresalen de los extremos de las barras, son conectados mediante un circuito en serie y/o paralelo a un generador eléctrico. El equipo regulador de la potencia eléctrica suministrada se muestra en la figura 2.7 y consiste bien en un rectificador de corriente alterna con precisión de 0.1 voltios (modelo FERVE 918) o bien un estabilizador de tensión de corriente alterna asociado a un variac (ambos de electrónica BOAR) con una precisión de regulación del 2 %.

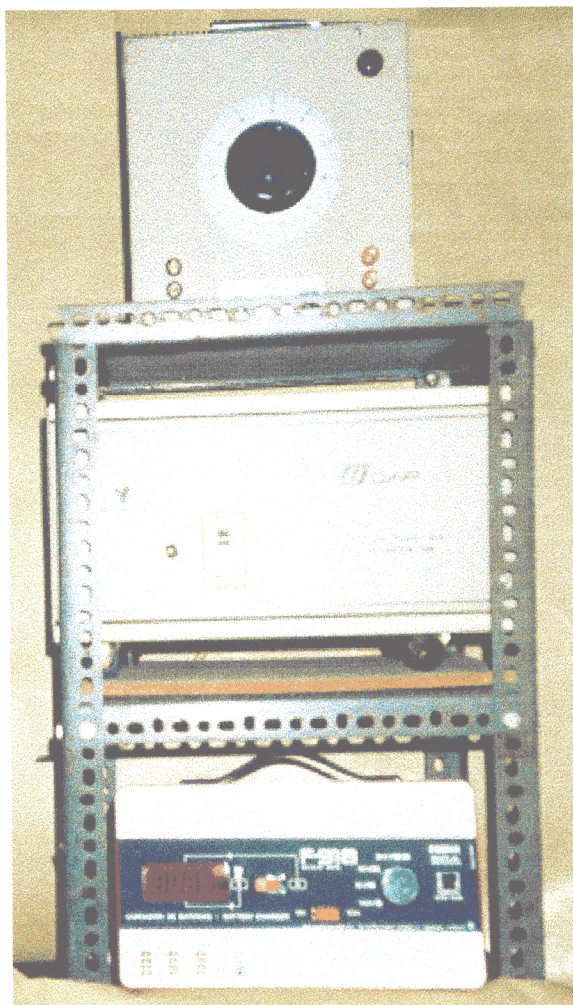


Figura 2.7. Equipo regulador de la potencia eléctrica

2.1.2. - Experimentación preliminar

Una experimentación previa ha sido realizada con el fin de conocer el tiempo de espera necesario desde que se introduce potencia a la instalación hasta que se alcanza el estado estacionario, así como determinar el espesor de la capa de aislante necesario para que la carcasa constituya un sistema prácticamente adiabático que asegure un flujo de calor homogéneo en las barras.

2.1.2.1. - Determinación del estado estacionario

Una de las etapas previas a la experimentación prevista consiste en conocer la evolución del sistema en estado transitorio y determinar el tiempo necesario para alcanzar el estado estacionario. La experimentación consiste en tomar medidas de temperatura en continuo hasta llegar al estacionario, en un haz múltiple de barras. Las magnitudes experimentales analizadas son la temperatura media y máxima del haz. La figura 2.8 muestra, a modo de ejemplo, los resultados obtenidos para una potencia media de 100 vatios, en un sistema de configuración 4x4.

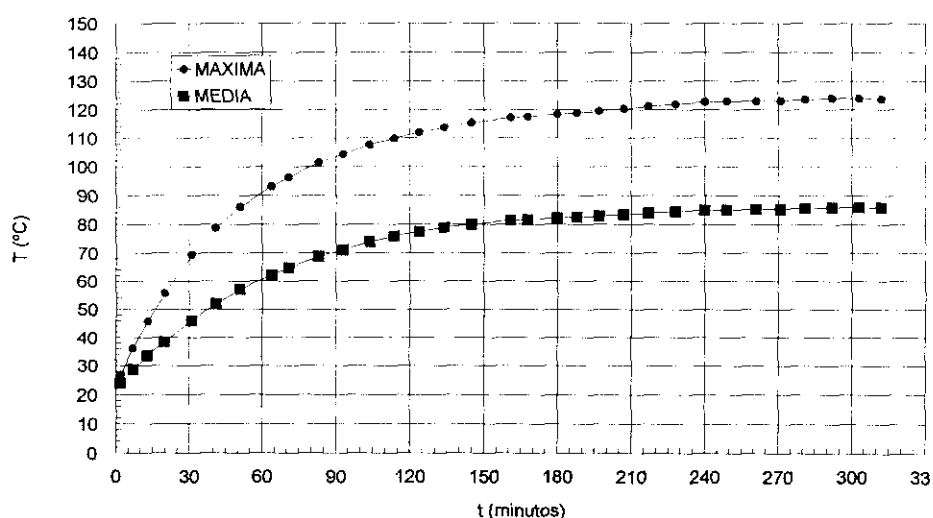
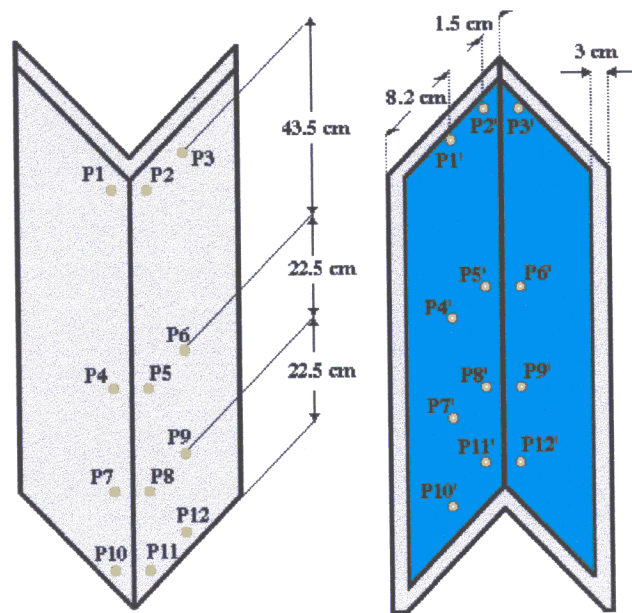


Figura 2.8. Temperaturas frente al tiempo durante el estado transitorio de temperaturas

Los resultados indican que el estado estacionario se alcanza a partir de un tiempo de espera aproximado de 5 horas, a partir del cual se observa una estabilización de la temperatura del haz. Considerando este dato y para una mayor seguridad ante posibles fluctuaciones eléctricas, la duración de los experimentos se ha fijado en 6 horas desde la conexión de la instalación.

2.1.2.2. - Determinación del espesor de aislante

Un adecuado espesor de capa de aislante colocado en la superficie exterior de la carcasa asegura que las paredes de ésta forman un recinto prácticamente adiabático. Para ello se ha experimentado con un sistema múltiple de barras rodeado de una carcasa de pequeño diámetro, ya que este sistema representa la situación más desfavorable, donde las barras externas se encuentran más próximas a la carcasa y el flujo de calor hacia ésta es máximo. La superficie exterior de la carcasa es aislada mediante pliegos de lana de vidrio y de cerapaper. El espesor del aislante se fue aumentando hasta conseguir que la diferencia de temperatura entre la superficie externa de la carcasa y la temperatura ambiente sea como máximo de tan solo uno o dos grados centígrados. Esto se ha conseguido, una vez alcanzado el estado estacionario, mediante una capa de 3 centímetros de aislante sin comprimir, como muestra la figura 2.9.



	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P10	P11	P12
$\Delta T (^{\circ}C)$	1.8	0.6	0.2	0.8	0.3	1.2	1.0	0.9	0.9	0.6	0.7	0.1
	P1'	P2'	P3'	P4'	P5'	P6'	P7'	P8'	P9'	P10'	P11'	P12'
$\Delta T (^{\circ}C)$	2.1	2.0	1.8	0.6	0.3	0.2	0.6	0.5	1.0	0.3	0.7	0.2

Figura 2.9. Incrementos de temperaturas locales ($^{\circ}C$) en el aislante de la carcasa

Los valores puntuales de temperatura tomados en la superficie exterior del aislante, corresponden a tres puntos del perímetro del aislante para cuatro alturas diferentes. Con una temperatura ambiente de 22.2 °C, se observa un incremento térmico máximo de 2.1 °C.

2.1.3. - Puesta en marcha de la instalación experimental

La experimentación se realiza mediante la siguiente secuencia de operaciones:

1. - Ensamblado de las barras para formar un haz simétrico cuadrado, provisto o no de rejilla central, con la configuración prevista, de tal forma que las barras instrumentadas queden colocadas en las posiciones correctas.
2. - Fijado del haz mediante las rejillas de los extremos a la estructura metálica, de tal forma que mantenga su posición vertical, que será verificado posteriormente mediante el uso de un nivel.
3. - Colocación de la carcasa envolvente del haz que, una vez fijada, debe mantener la verticalidad y la simetría con el haz.
4. - Aislamiento exterior de la carcasa mediante varias capas de lana de vidrio y un pliego final de cerapaper, de tal forma que existan al menos 3 centímetros de aislante.
5. - Instrumentación de la carcasa con los termopares previstos, colocados en las penetraciones que existen a tal efecto. Los extremos fríos de los termopares tanto de las barras como de la carcasa se conectan a los registros de temperaturas.
6. - Selección del potencial eléctrico requerido para la experimentación y conectado del equipo a la red eléctrica, Periodo de espera de 6 horas, hasta que el sistema alcance el estado estacionario.
7. - Calculo de la potencia introducida al sistema a partir del voltaje o intensidad aplicados, previo conocimiento de la resistencia eléctrica total del sistema de barras.
8. - Medida de las temperaturas puntuales en las diferentes barras instrumentadas del haz, rejillas (si es el caso) y carcasa, así como de la temperatura ambiente. Verificación de la potencia eléctrica suministrada.

2.2. - Resultados experimentales

El equipo experimental utilizado tiene como objetivo medir temperaturas a lo largo de la altura y radio de un sistema constituido por barras, rejillas y carcasa. La mayoría de los experimentos están encaminados a obtener el perfil térmico longitudinal de las barras y carcasa, y solamente en unos pocos se han realizado medidas de temperaturas en las rejillas. La tabla 2.2 muestra la combinación de variables utilizadas en la experimentación desglosada en función del tipo de geometría de carcasa.

Tabla 2.2. Combinación de variables utilizadas en la experimentación

CARCASA CILÍNDRICA					
Orden de configuración	Espaciado (cm)	Diámetro carcasa (cm)	Potencia (W/ barra)	Presencia de rejilla central	Número experim.
1x1	-----	3.5 - 10.4	2.7 - 45.0	No	15
3x3	1.62 - 2.60	10.4 - 34.5	2.7 - 53.7	No	42
4x4	1.62 - 2.08	17.8 - 50.9	1.8 - 27.1	Si/No	39
5x5	1.62 - 2.60	17.8 - 50.9	2.7 - 32.7	No	24
CARCASA CUADRADA					
Orden de configuración	Espaciado (cm)	Anchura de carcasa cm)	Potencia (W/ barra)	Presencia de rejilla central	Número experim.
2x2	1.62	16.4	5.7 - 14.5	No	5
4x4	1.62	16.4	1.8 - 7.4	Si/No	10
6x6	1.62	16.4	1.5 - 3.5	Si/No	12

Debido a que esta combinación de variables conduce a un importante número de experimentos, 147, la totalidad de los resultados obtenidos se recoge en el apéndice A. En este apartado, en el que se analiza de forma cualitativa la influencia de cada variable, solamente se mostrarán algunos casos representativos.

Las magnitudes que se han representado en las figuras mostradas en este capítulo son las mismas que las reflejadas en el apéndice A, aunque las figuras tienen cambiados los ejes de coordenadas, siendo los datos experimentales empleados aquellos que aparecen reflejados en las tablas de dicho apéndice. La razón de utilizar en las figuras del apéndice A el eje de ordenadas para la temperatura, se debe a que esto permite situar horizontalmente la tabla que acompaña a la figura y recoger los datos puntuales de temperatura. Las figuras que representan los perfiles térmicos mostrados a continuación son más representativas, dada la disposición vertical de barras, ya que aparece en el eje de ordenadas la distancia a la base de la barra y en el eje de abscisas las temperaturas puntuales.

2.2.1. - Perfiles térmicos longitudinales de barras

La variación de las temperaturas puntuales de barra, en función de la altura de ésta, muestra perfiles térmicos curvados debido a la convección. La curvatura depende de la potencia eléctrica, el tamaño y geometría de la carcasa, el espaciado entre barras, la multiplicidad del haz, la posición de cada barra en éste y la presencia de rejilla espaciadora. En todos los casos el perfil térmico es más acusado en la mitad inferior de barra y este efecto se acrecienta cuando las barras quedan divididas en dos mitades debido a una rejilla central espaciadora. La influencia de dichas variables se muestra en los apartados que siguen a continuación.

2.2.1.1. – Influencia del diámetro de carcasa

La experimentación realizada para el estudio de la influencia del diámetro de carcasa se basa en utilizar seis carcasas cilíndricas de diferentes diámetros, como muestra la tabla 2.3. Dependiendo de la configuración del haz y de las dimensiones de la carcasa, se calcula el parámetro adimensional K, el cual representa la relación de diámetros entre carcasa y haz, considerando un diámetro equivalente de éste igual al número de barras en su diagonal multiplicado por el diámetro de barra. El parámetro adimensional K no tiene en cuenta el espaciado entre las barras del haz y solamente se utilizará para los sistemas que disponen de carcasa de geometría cilíndrica.

La figura 2.10 representa el perfil térmico longitudinal de una sola barra rodeada de una carcasa cilíndrica de diferentes tamaños, lo cual permite conocer la influencia del diámetro de carcasa para una configuración simple de barras. Se observa que para valores pequeños del parámetro K, los perfiles térmicos son curvados en la mitad inferior de barra, mientras que a medida que aumenta el valor de K el perfil se vuelve mucho menos acusado y muy similar en toda la barra. El sistema que dispone de la carcasa mayor (K= 8.0) presenta valores de temperatura inferiores y más alejados de los sistemas con carcasas más pequeñas, debido a que en estos existe una interacción térmica entre las capas límites de barra y carcasa.

Tabla 2.3. Valores del parámetro K en función de la configuración del haz y del diámetro de carcasa

Configuración	1x1			3x3			4x4			5x5		
Diámetro equivalente del haz (cm)	1.3			3.9			5.2			6.5		
Diámetro externo de la carcasa (cm)	3.5	6.0	10.4	10.4	17.8	34.5	17.8	34.5	50.9	17.8	34.5	50.9
Valor de "K"	2.7	4.6	8.0	2.7	4.6	8.9	3.4	6.6	9.8	2.7	5.3	7.8

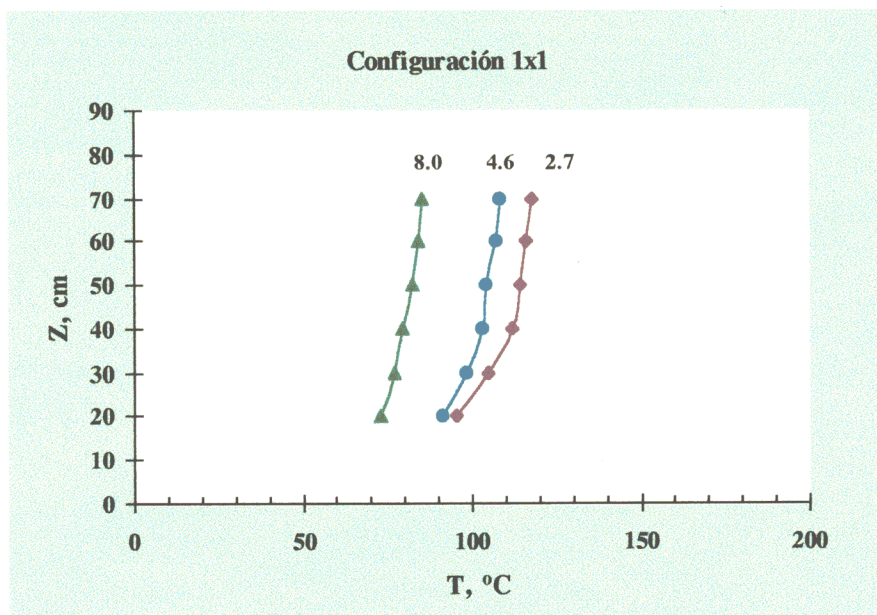


Figura 2.10. Perfil térmico longitudinal de barra en función del parámetro K, para un sistema de configuración 1x1 y carcasa cilíndrica.
Potencia=18.0 W/ barra (Fig. A.1.3, A.1.8 y A.1.13)

En sistemas de múltiples barras los diámetros de carcasa son mayores, aunque los valores del parámetro K se mantienen en el mismo rango que en la configuración simple anterior. La figura 2.11 muestra el perfil térmico longitudinal de la barra central para un haz de configuración 3x3 en función del parámetro K . Los perfiles térmicos son similares y próximos en los casos donde la carcasa tiene mayor tamaño, efecto diferente al observado en la configuración simple. Esto es debido a que existe una menor influencia de dicho parámetro cuando se utilizan carcassas de mayor tamaño. En los casos donde la carcasa está próxima al haz ($K=2.7$), se observa una variación de la temperatura con la altura muy considerable, sobre todo en la mitad inferior de barra, así como unos niveles térmicos muy elevados en su mitad superior.

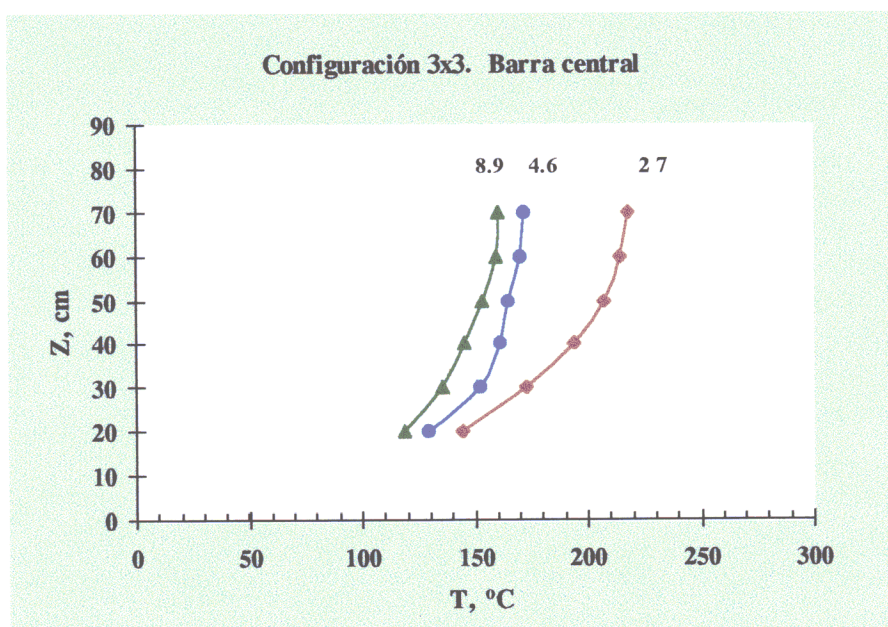


Figura 2.11. Perfil térmico longitudinal en función del parámetro K , para un sistema de configuración 3x3 y carcasa cilíndrica. Potencia=18.0 W/ barra. Espaciado de 1.62 cm (Fig. A.4.3, A.4.8 y A.4.13)

La figura 2.12a muestra el perfil térmico longitudinal de la barra central y la figura 2.12b el perfil de la barra más periférica, en un haz de configuración 5x5 en función del parámetro K . En ambas figuras se observa, al igual que en el caso anterior, un nivel térmico algo más alejado cuanto menor es el valor del parámetro K . Los perfiles de la barra central y barra más periférica son muy diferentes, al ser muy acusados en la barra central y prácticamente planos en la barra periférica,

debido a que en el caso de la barra central del haz la mayor parte del calor transferido tiene lugar con otras barras y el intercambio de calor con la carcasa es pequeño, mientras que en las barras periféricas el intercambio de calor con las otras barras y con la carcasa es más parecido.

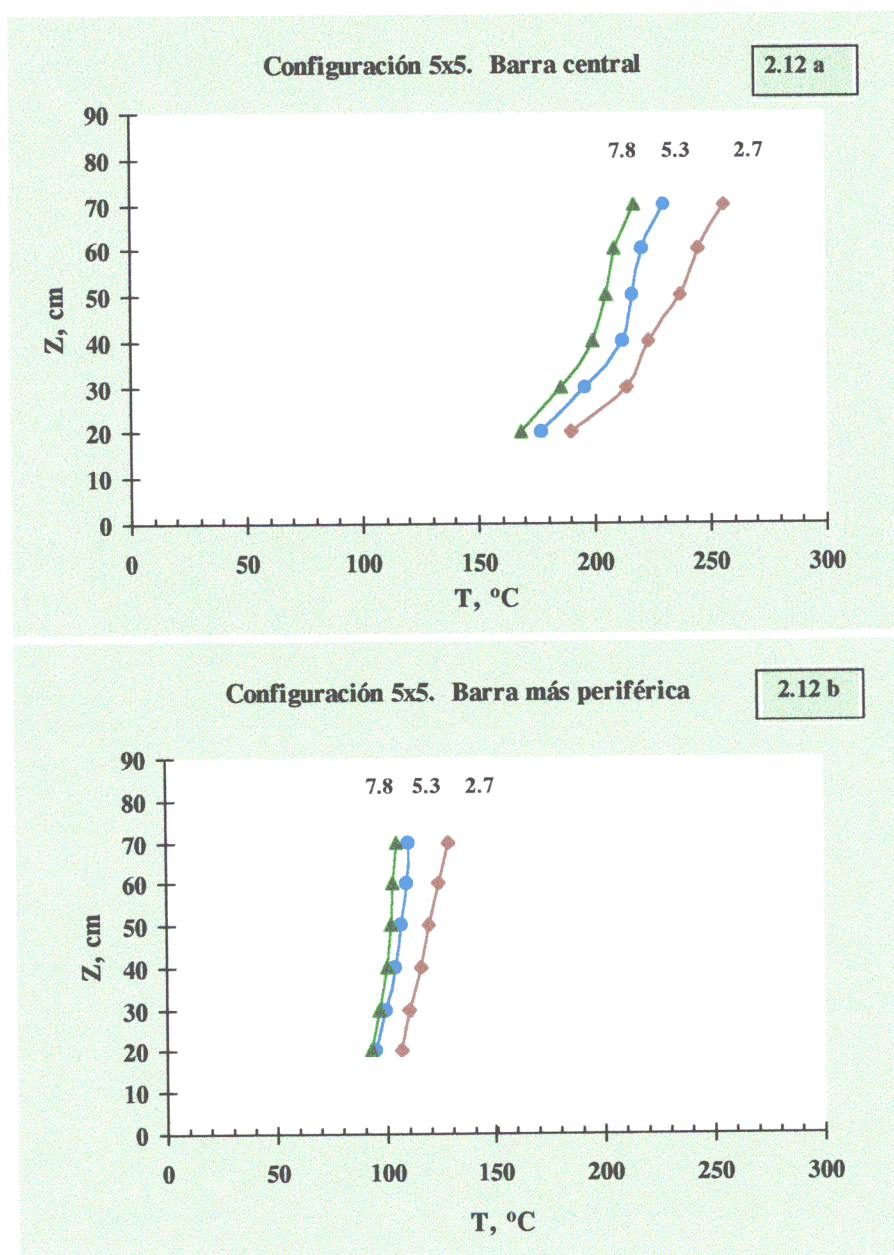


Figura 2.12. Perfil térmico longitudinal en función del parámetro K, para un sistema de configuración 5x5 y carcasa cilíndrica. Potencia=18.0 W/ barra. Espaciado de 1.62 cm (Fig. A.4.33, A.4.37 y A.4.41)

En las figuras anteriores, tanto para configuración simple como múltiple, se ha utilizado la misma potencia eléctrica por barra con objeto de comparar los perfiles y los niveles térmicos de las barras. Se aprecia un comportamiento algo diferente en la configuración simple debido a una posible interacción térmica entre las capas límites de la barra con las dos carcasa de menor diámetro. Este efecto sólo se ha observado en las configuraciones múltiples para el caso de la carcasa más pequeña, lo que indica la influencia que tiene el tamaño del hueco anular entre haz y carcasa en la forma de los perfiles térmicos.

2.2.1.2. – Influencia de la potencia eléctrica suministrada

La figura 2.13 muestra el perfil térmico longitudinal de una barra rodeada de carcasa con geometría cilíndrica, para una configuración simple y diferentes potencias eléctricas. Se puede observar el distanciamiento de los perfiles térmicos a medida que aumenta la potencia.

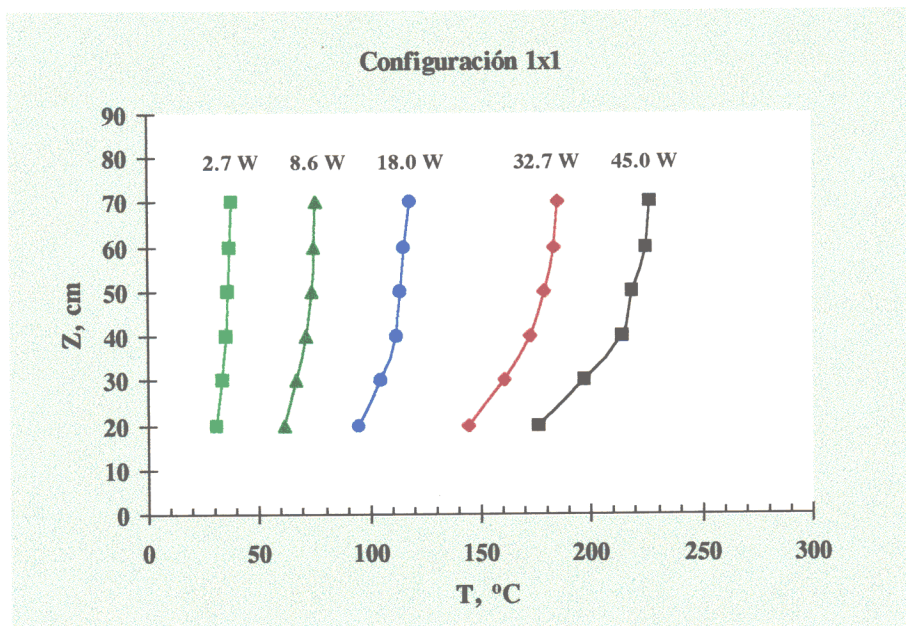


Figura 2.13. Perfil térmico longitudinal en función de la potencia por barra, para un sistema de configuración 1x1 y carcasa cilíndrica ($K=2.7$).
(Fig. A.1.1, A.1.2, A.1.3, A.1.4 y A.1.5)

Se aprecia un cambio progresivo en la curvatura del perfil térmico con la potencia, de modo que a la menor de las potencias eléctricas se observa un perfil prácticamente plano, mientras que a

medida que se aumenta la potencia el perfil se hace mucho más acusado. El perfil térmico en la mitad superior de barra es similar para todas las potencias, siendo en la mitad inferior de barra donde se observa una importante influencia de la potencia en la curvatura del perfil térmico.

En configuraciones múltiples de barras, 3x3 y 5x5, la mayor influencia de la potencia eléctrica en el perfil térmico longitudinal tiene lugar en la barra central del haz, donde la temperatura es máxima. La figura 2.14 representa el perfil térmico de la barra central para un haz de configuración 3x3. Se observa como los perfiles térmicos pasan de ser casi planos para bajas potencias a ser muy acusados y curvados a elevadas potencias, de tal modo que la inclinación de las líneas aumentan progresivamente con la potencia. Para la potencia máxima el perfil es muy acusado en toda la barra, aunque es en la mitad inferior donde la variación térmica es mayor.

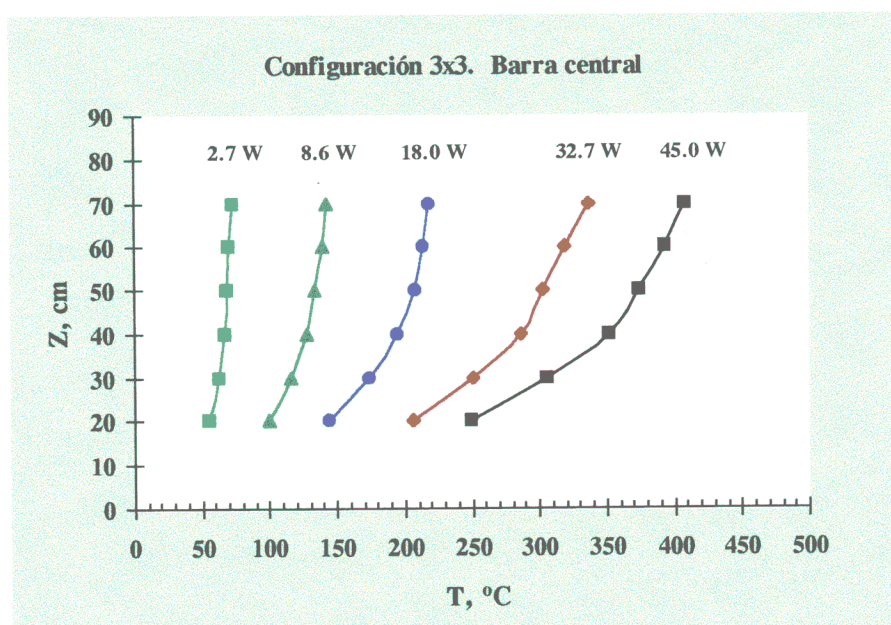


Figura 2.14. Perfil térmico longitudinal en función de la potencia por barra, para un sistema de configuración 3x3 y carcasa cilíndrica ($K=2.7$). Espaciado de 1.62 cm (Fig. A.4.1, A.4.2, A.4.3, A.4.4 y A.4.5)

Las figuras 2.15a y 2.15b muestran el perfil térmico de la barra central del haz y de la barra más periférica, para un sistema de configuración 5x5 con diferentes potencias eléctricas. En la barra central del haz se observa, como en el caso anterior, una tendencia progresiva a perfiles más acusados y curvados a medida que aumenta la potencia, aunque se diferencian en el mayor distanciamiento de las líneas, lo que indica una mayor influencia de la potencia en el nivel

térmico de la barra central a medida que es mayor el orden de configuración del haz, ya que la potencia total es mayor al aumentar el número de barras.

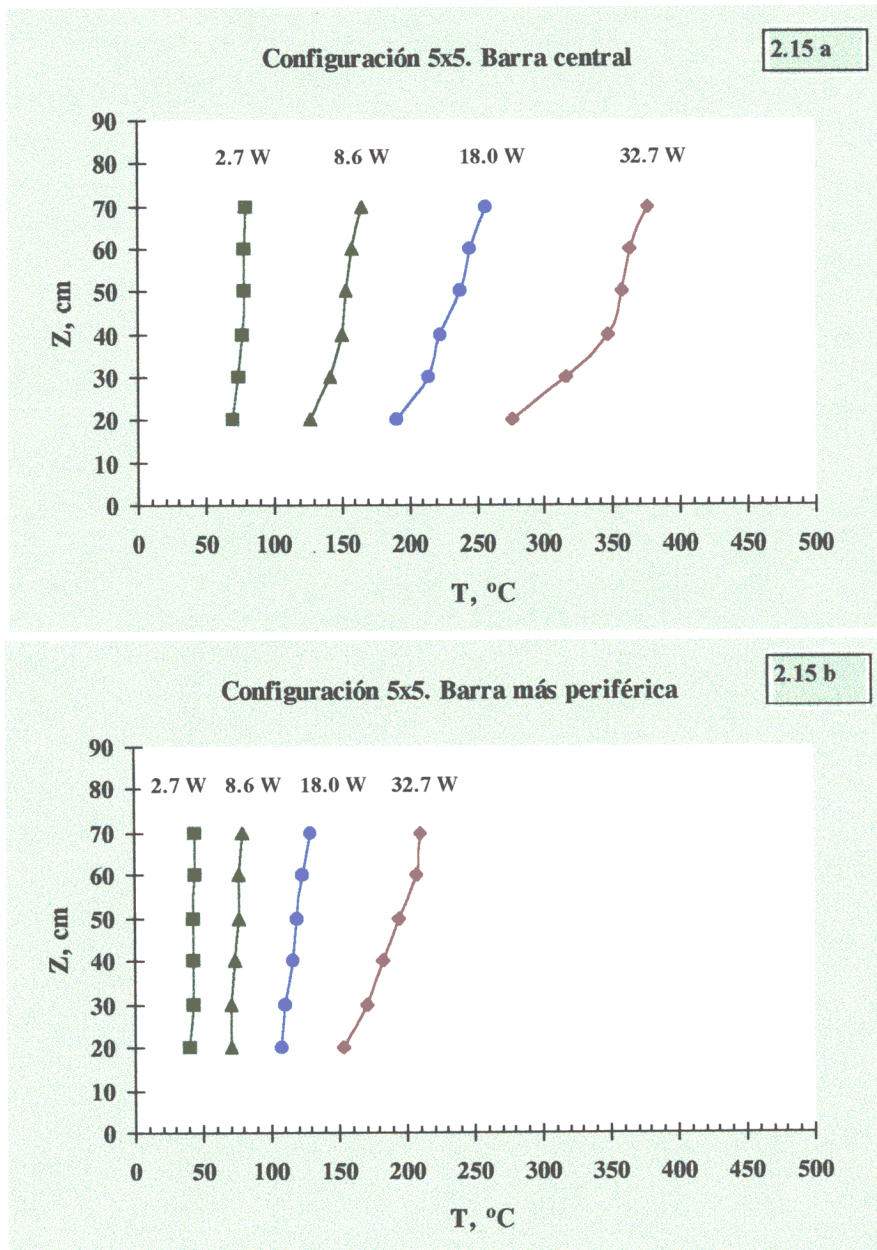


Figura 2.15. Perfil térmico longitudinal en función de la potencia por barra, para un sistema de configuración 5x5 y carcasa cilíndrica ($K=2.7$). Espaciado de 1.62 cm (Fig. A.4.31, A.4.32, A.4.33, A.4.34)

En cuanto a la barra más periférica se observa que los perfiles son menos acusados y similares entre sí y a los obtenidos en la configuración simple mostrados en la figura 2.13.

La tabla 2.4 indica el incremento de temperaturas en la zona inferior de barra, entre 20 y 40 cm, y en la zona superior de barra, entre 50 y 70 cm, para la configuración simple y múltiples de barras correspondiente a las figuras anteriores, para potencias de 2.7 y 32.7 W. Los incrementos de temperatura en la zona superior de barra son mucho menores que los correspondientes a la zona inferior de ésta, especialmente en la configuración simple y en la barra central de la configuración múltiple 5x5. Los mayores incrementos térmicos corresponden a la barra central de la configuración 3x3, y los menores a la barra periférica de la configuración 5x5.

Tabla 2.4. Incremento de temperaturas (°C) en la zona superior e inferior de barra

Zona Barra	Potencia (W)	Configuración 1x1	Configuración 3x3 Barra central	Configuración 5x5	
				Barra central	Barra periférica
Superior	2.7	1	8	2	1
	32.7	8	34	25	10
Inferior	2.7	3	12	8	2
	32.7	38	81	70	18

2.2.1.3. – Influencia del espaciado entre barras

Un parámetro importante a tener en cuenta en el estudio térmico de los sistemas múltiples es el espaciado entre barras. El espaciado indica el grado de distanciamiento entre los focos suministradores de calor en el sistema. Para estudiar su influencia se han utilizado tres diferentes espaciados entre barras, 1.62 cm, 2.08 cm y 2.60 cm (valor este último que supone una distancia doble al propio diámetro externo de barra).

La figura 2.16 muestra el perfil térmico longitudinal de la barra central en un haz de configuración 3x3, para los tres espaciados entre barras indicados anteriormente. Con el espaciado mínimo se observa un perfil térmico de tipo exponencial. La forma de este perfil es debido a una tendencia muy acusada y curvada en la mitad inferior de barra, siendo prácticamente plano en la mitad superior. Para los casos de espaciado intermedio y máximo, los perfiles térmicos son planos y parecidos en lo referente al nivel térmico. En la figura 2.17 se representa el perfil térmico de la barra central de un haz de configuración 4x4 en función del espaciado entre barras. Se observa un perfil con una ligera tendencia exponencial cuando el espaciado es mínimo y un perfil plano para toda la barra cuando el espaciado es mayor.

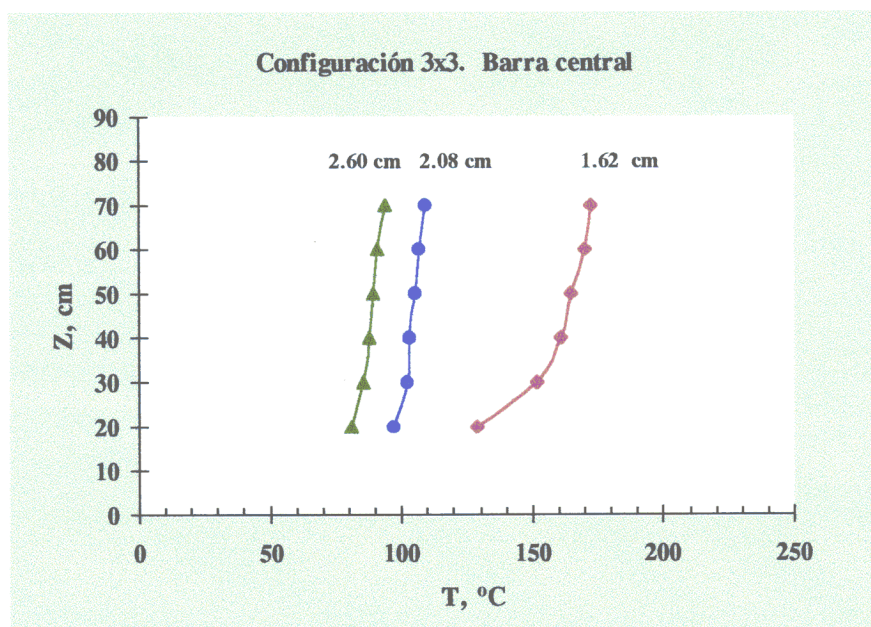


Figura 2.16. Perfil térmico longitudinal en función del espaciado entre barras, para un sistema de configuración 3x3 y carcasa cilíndrica ($K = 4.6$)
Potencia = 18.0 W/ barra (Fig. A.2.7, A.3.9 y A.4.8)

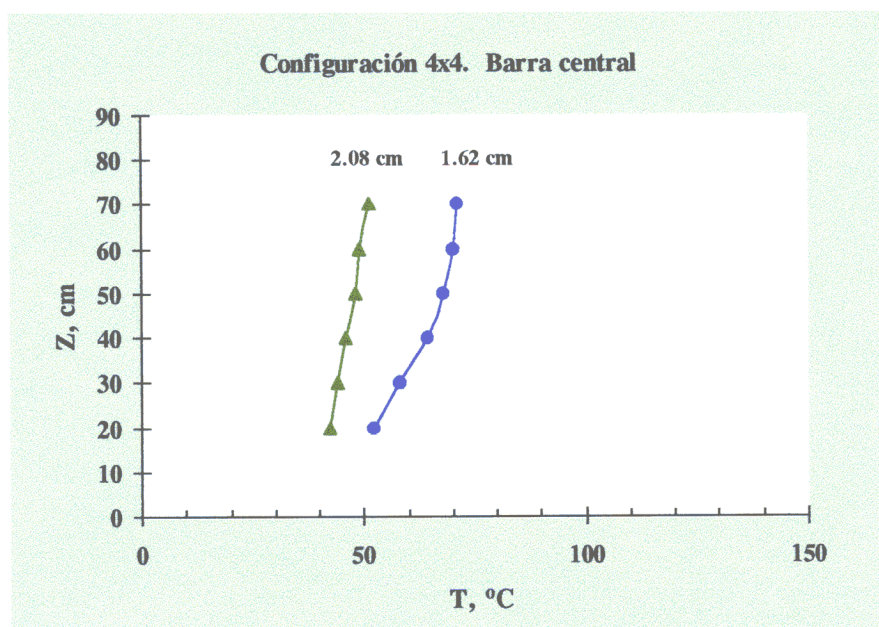


Figura 2.17. Perfil térmico longitudinal en función del espaciado entre barras, para un sistema de configuración 4x4 y carcasa cilíndrica ($K = 6.6$).
Potencia = 2.7 W/ barra (Fig. A.3.19 y A.4.22)

Las figuras 2.18a y 2.18b reflejan el perfil térmico de la barra central y más periférica, para los espaciados máximo y mínimo entre barras, en un haz de configuración 5x5. Se observa que la barra central tiene un perfil similar a los casos anteriores. En cuanto a la barra más periférica, los perfiles térmicos son muy similares para ambos espaciados, con perfiles prácticamente planos y más próximos entre sí que en el caso de la barra central.

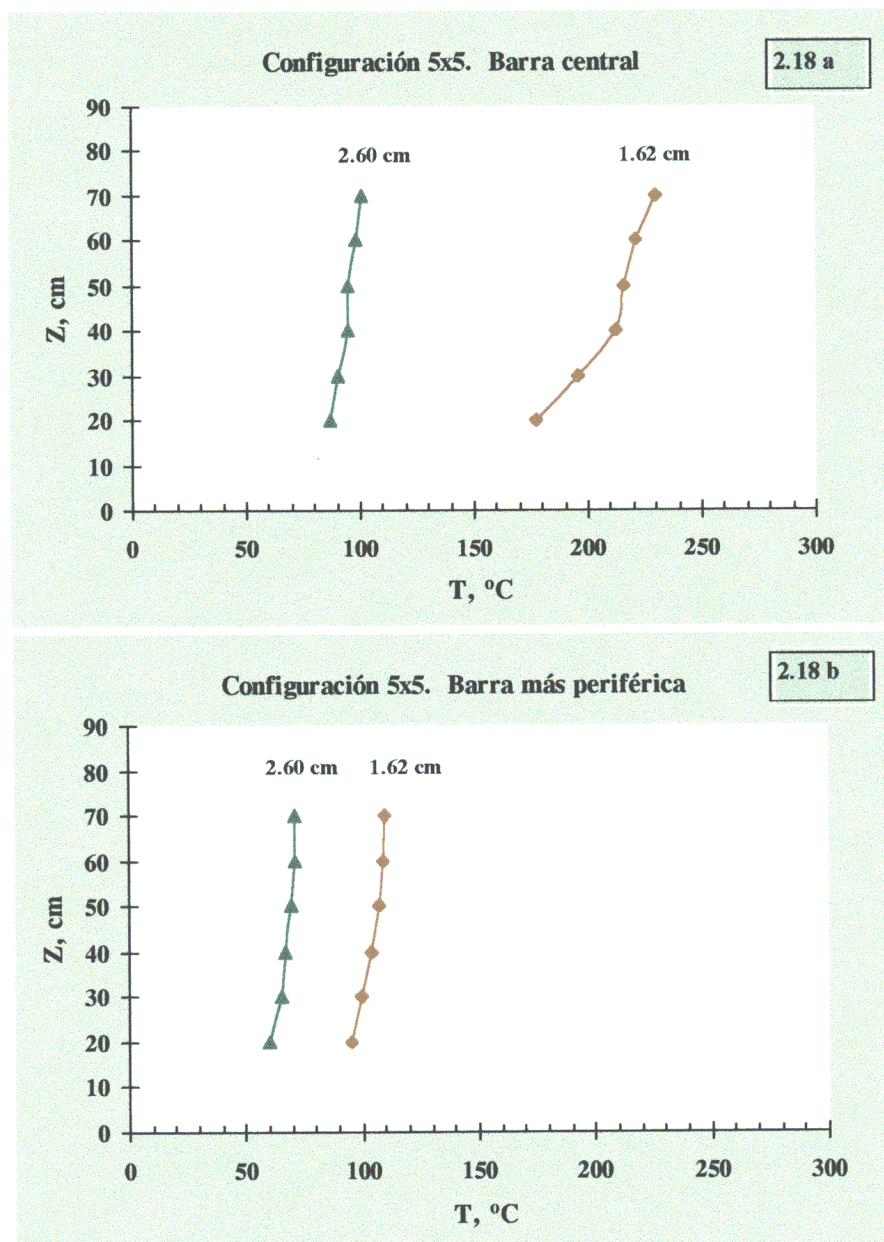


Figura 2.18. Perfil térmico longitudinal en función del espaciado entre barras, para un sistema de configuración 5x5 y carcasa cilíndrica ($K=5.3$). Potencia = 18.0 W/ barra (Fig. A.2.20 y A.4.37)

2.2.1.4. – Influencia de la posición de barra en el haz

En las configuraciones de múltiples barras, el perfil térmico longitudinal que presenta cada barra es diferente, ya que es función de la posición que ocupa en el haz. La figura 2.19 muestra el perfil térmico de las seis barras que ocupan posiciones diferentes en un haz de configuración 5x5, para una determinada potencia suministrada, un espaciado mínimo entre barras y un valor fijo del parámetro K. Se observa que la barra más periférica del haz (Barra 1) tiene un perfil prácticamente plano, mientras que el perfil de la barra central (Barra 6) tiende a ser exponencial y muy acusado en su mitad inferior. En cuanto al nivel térmico se refiere, se puede apreciar como el perfil de la barra más periférica (Barra 1) está bastante alejado de los perfiles de las otras dos barras periféricas, Barras 2 y 3, mientras que las tres barras internas (Barras 4, 5 y 6) tienen temperaturas más elevadas y, como es de prever, su nivel térmico es mayor cuanto más interior se encuentra situada la barra.

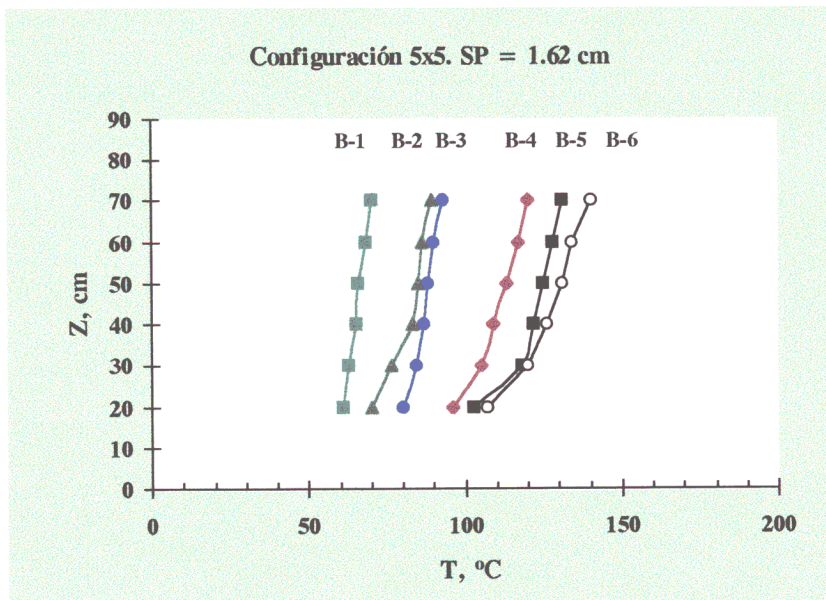


Figura 2.19. Perfil térmico longitudinal en función de la posición de barra, para un sistema de configuración 5x5 y carcasa cilíndrica ($K=7.8$). Potencia=8.6 W/ barra. Espaciado 1.62 cm (Fig. A.4.40)

Para un haz de configuración 3x3, con la misma distancia entre barras y potencia eléctrica que en el caso anterior, se muestra en la figura 2.20 el perfil térmico longitudinal de las tres barras

diferentes en cuanto a su posición en el haz. Los perfiles son curvados, de tipo exponencial, tanto más acusados cuanto más interior es la barra y especialmente en su mitad inferior.

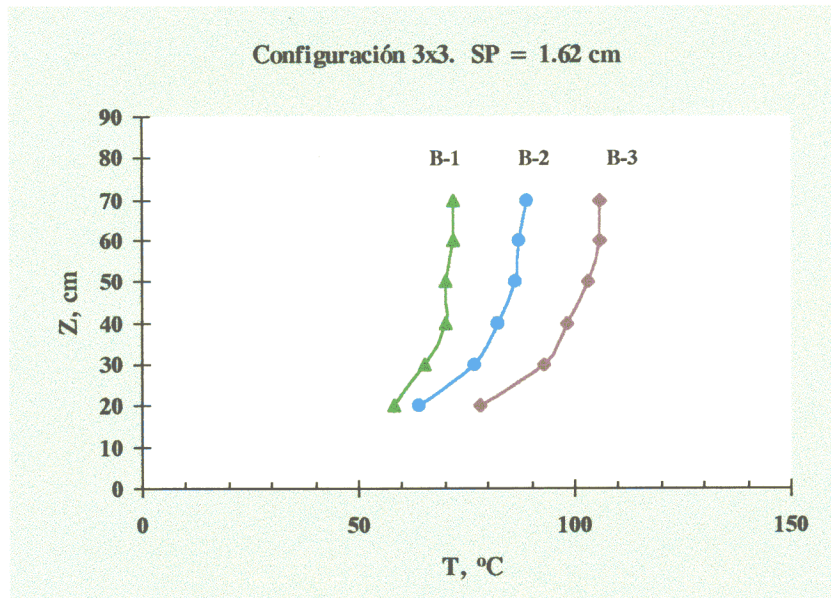


Figura 2.20. Perfil térmico longitudinal en función de la posición de la barra, para un sistema de configuración 3x3 y carcasa cilíndrica ($K=8.9$). Potencia=8.6 W/barra. Espaciado 1.62 cm (Fig. A.4.12)

La figura 2.21 representa el perfil térmico longitudinal de barra para la misma configuración anterior e igual valor del parámetro K , pero con un mayor espaciado entre barras. Se observa como los perfiles térmicos de las tres barras son muy similares y prácticamente planos. También se puede observar un acercamiento de los niveles térmicos de las barras, debido a que todas ellas intercambian más calor de forma directa con la carcasa.

2.2.1.5. – Influencia de la geometría de carcasa

La carcasa es una envolvente rígida que rodea al haz de barras y cuya geometría influye en los perfiles térmicos de las barras. Con el fin de estudiar el efecto de la geometría de la envolvente del haz, se ha experimentado con carcasas de geometría cuadrada y cilíndrica.

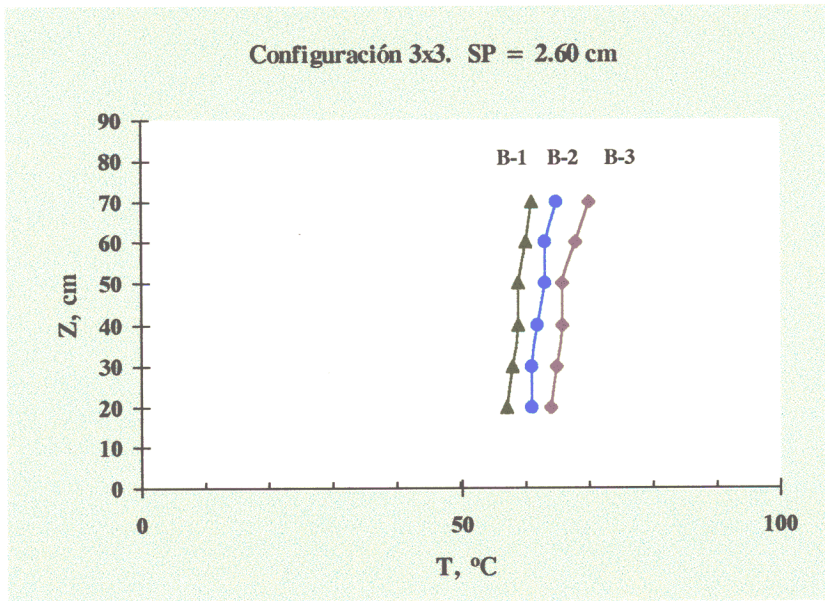


Figura 2.21. Perfil térmico longitudinal en función de la posición de la barra, para un sistema de configuración 3x3 y carcasa cilíndrica ($K=8.9$). Potencia=8.6 W/barra. Espaciado 2.60 cm (Fig. A.2.11)

La figura 2.22 muestra los perfiles térmicos longitudinales de las tres barras representativas en un haz de configuración 4x4 rodeado de carcasa cuadrada. Para un espaciado entre barras de 1.62 cm y una potencia de 4.3 W por barra, se observa que los perfiles térmicos de las barras son muy similares, aunque con un distanciamiento de sus niveles térmicos.

La figura 2.23 muestra los perfiles térmicos de estas barras para el caso de carcasa cilíndrica, utilizando el mismo espaciado entre barras que en el caso anterior, así como una potencia similar. Se observa como el perfil de la barra central (B-3) es más acusado que el de la barra más periférica (B-1).

Las diferencias mayores en los perfiles, debido a la geometría de la carcasa, se observan en la mitad inferior de la barra central del haz, ya que el perfil es más acusado en el sistema de carcasa cilíndrica. En cuanto a los niveles térmicos de las barras, se observa como son algo mayores para la carcasa de geometría cuadrada, debido a que en la carcasa cuadrada la sección libre de paso de aire en la parte inferior es menor que en el caso de que la carcasa cilíndrica, lo cual permite una menor disipación de calor.

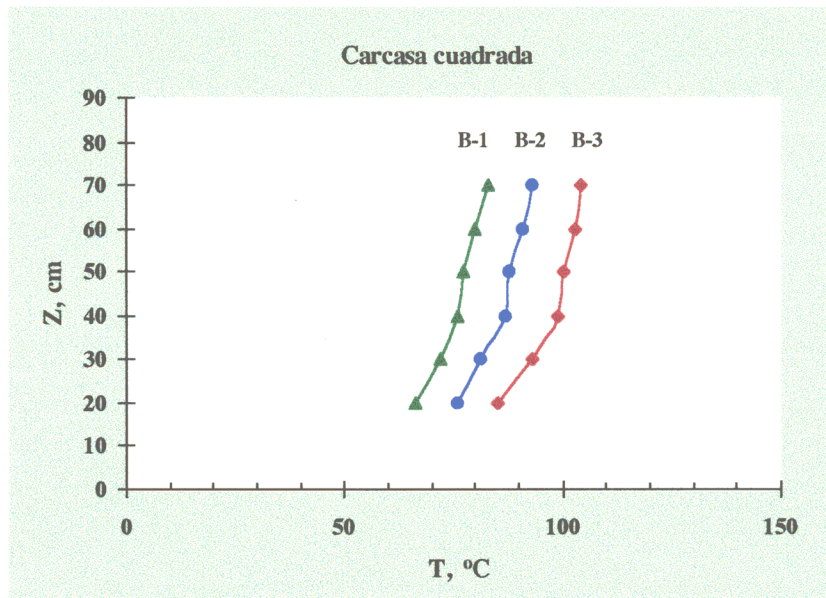


Figura 2.22. Perfil térmico longitudinal para un sistema de configuración 4x4 y carcasa cuadrada ($L_c = 16.4$ cm). Potencia=4.3 W/ barra. Espaciado de 1.62 cm (Fig. A.6.7)

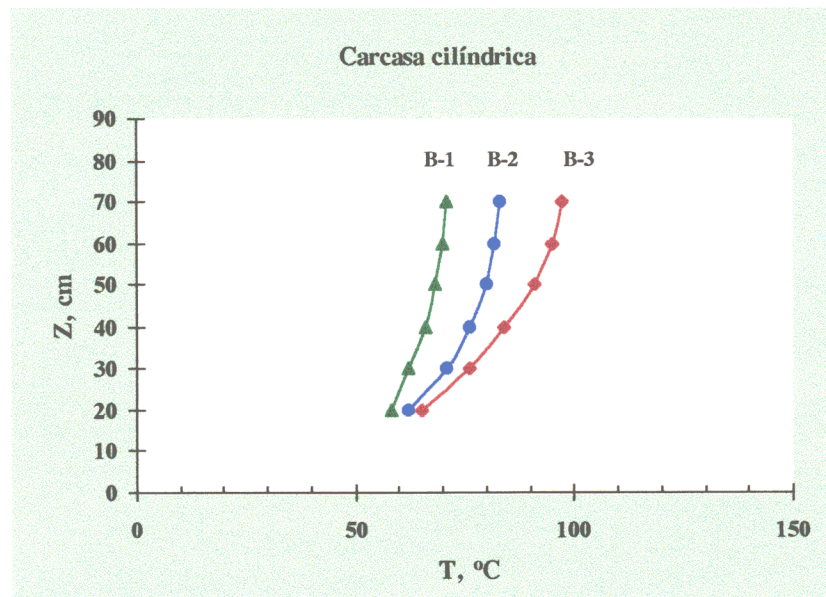


Figura 2.23. Perfil térmico longitudinal para un sistema de configuración 4x4 y carcasa cilíndrica ($D_c = 17.8$ cm). Potencia=4.5 W/ barra. Espaciado de 1.62 cm (Fig. A.4.19)

2.2 1.6. – Influencia de la multiplicidad del haz

El número de barras que constituyen el haz influye de forma notable en el nivel térmico de la barra central y más periférica del haz. La figura 2.24 muestra el perfil térmico de la barra central en sistemas de configuraciones 3x3 y 5x5 con carcasa de geometría cilíndrica, para un espaciado mínimo entre barras. Los perfiles son inclinados y curvados, sobre todo en la mitad inferior de barra, siendo mas elevado el nivel térmico de barra en el sistema de multiplicidad mayor.

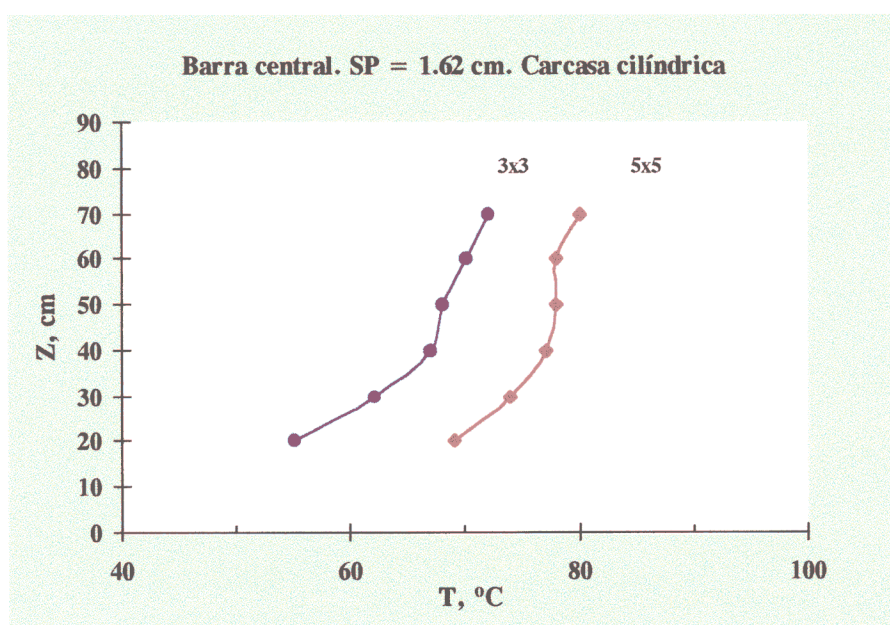


Figura 2.24. Perfil térmico longitudinal en función del orden de configuración del haz, para un sistema de carcasa cilíndrica ($K=2.7$). Potencia = 2.7 W/ barra. Espaciado de 1.62 cm (Fig. A.4.1. y A.4.31)

La figura 2.25a y 2.25b representan los perfiles térmicos de la barra central y más periférica para sistemas de configuraciones 4x4 y 6x6 con carcasa cuadrada, para el mismo espaciado entre barras que en el caso anterior. Se observa que los perfiles térmicos de la barra central de la configuración 6x6 son bastante inclinados y curvados. Además su nivel térmico es bastante superior al de la barra central de la configuración 4x4, siendo su diferencia relativa mayor a la existente entre los sistemas de configuraciones 3x3 y 5x5 con carcasa cilíndrica. La causa se debe a que en las configuraciones 4x4 y 6x6 se utiliza el mismo tamaño de la carcasa cuadrada, con lo cual el haz de barras de mayor multiplicidad dispone de un menor hueco anular con la carcasa, lo

que produce una elevación de las temperaturas. En cuanto a la barra más periférica de estas mismas configuraciones se observa un ligero acercamiento de niveles térmicos.

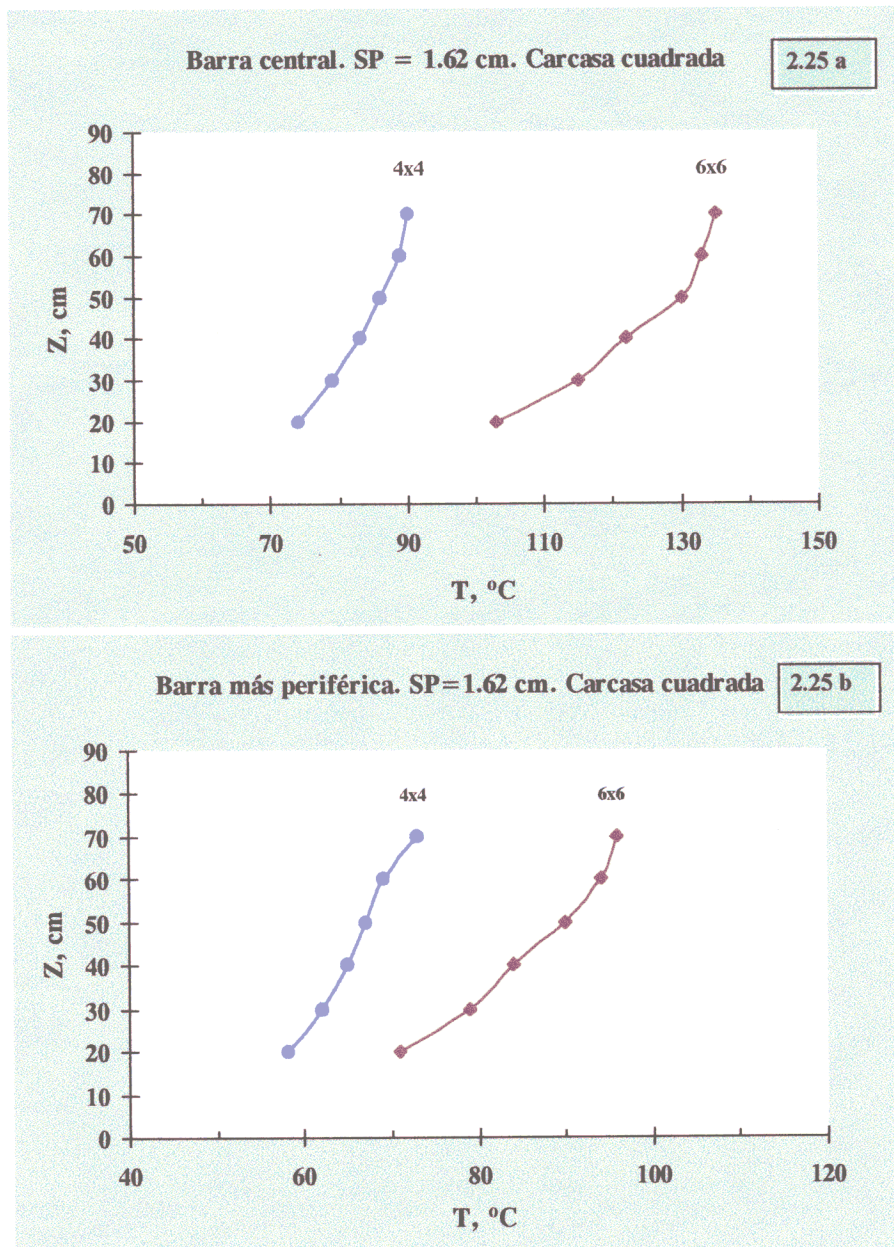


Figura 2.25. Perfil térmico longitudinal en función del tipo de configuración del haz, para un sistema de carcasa cuadrada ($L_C = 16.4$ cm). Potencia=3.4 W/ barra Espaciado de 1.62 cm (Fig. A.6.6 y A.6.13)

2.2.1.7. – Influencia de la presencia de rejilla central espaciadora

La variación longitudinal de temperatura en las barras está influenciado por la presencia de la rejilla espaciadora. Esta rejilla, de 4.12 cm de altura, se encuentra colocada equidistante de los extremos del haz y mantiene las barras separadas una distancia de 1.62 cm. Como muestra la figura 2.26, la presencia de la rejilla central espaciadora provoca una elevación local de temperatura en la zona de barra situada a unos pocos centímetros por debajo, debido a la acumulación de aire caliente.

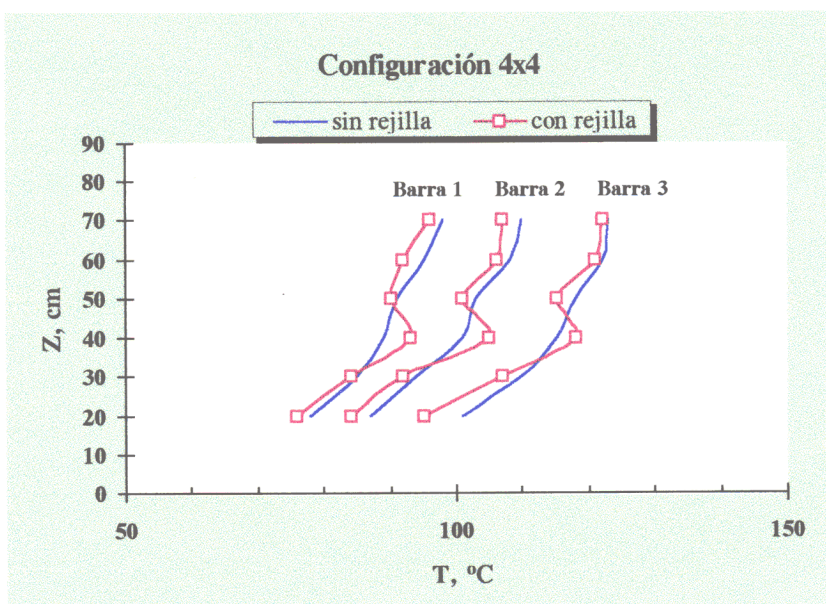


Figura 2.26. Perfil térmico longitudinal en un haz provisto de rejilla central, para un sistema de configuración 4x4 y carcasa cuadrada. Potencia=5.8 W/ barra (Fig. A.6.8. y A.7.5)

Los valores puntuales de temperatura, con la altura de las barras, son ligeramente inferiores cuando el haz está provisto de la rejilla espaciadora, excepto en una pequeña franja de unos centímetros situada inmediatamente por debajo de dicha rejilla. El perfil térmico en la mitad inferior de barra es más acusado cuando el haz incluye la rejilla central espaciadora. La rejilla espaciadora introduce una perturbación térmica en sus inmediaciones asociada a una distorsión del flujo del aire caliente ascendente. Las dos mitades de barra separadas por la rejilla central *muestran tendencias muy diferentes en sus perfiles, y se puede afirmar que la presencia de ésta produce un corte de la convección, marcando una división del haz en dos mitades.*

La influencia de la potencia eléctrica en el perfil térmico longitudinal de barra se muestra en las figuras 2.27a y 2.27b, para un sistema de configuración 6x6 provisto de rejilla central espaciadora.

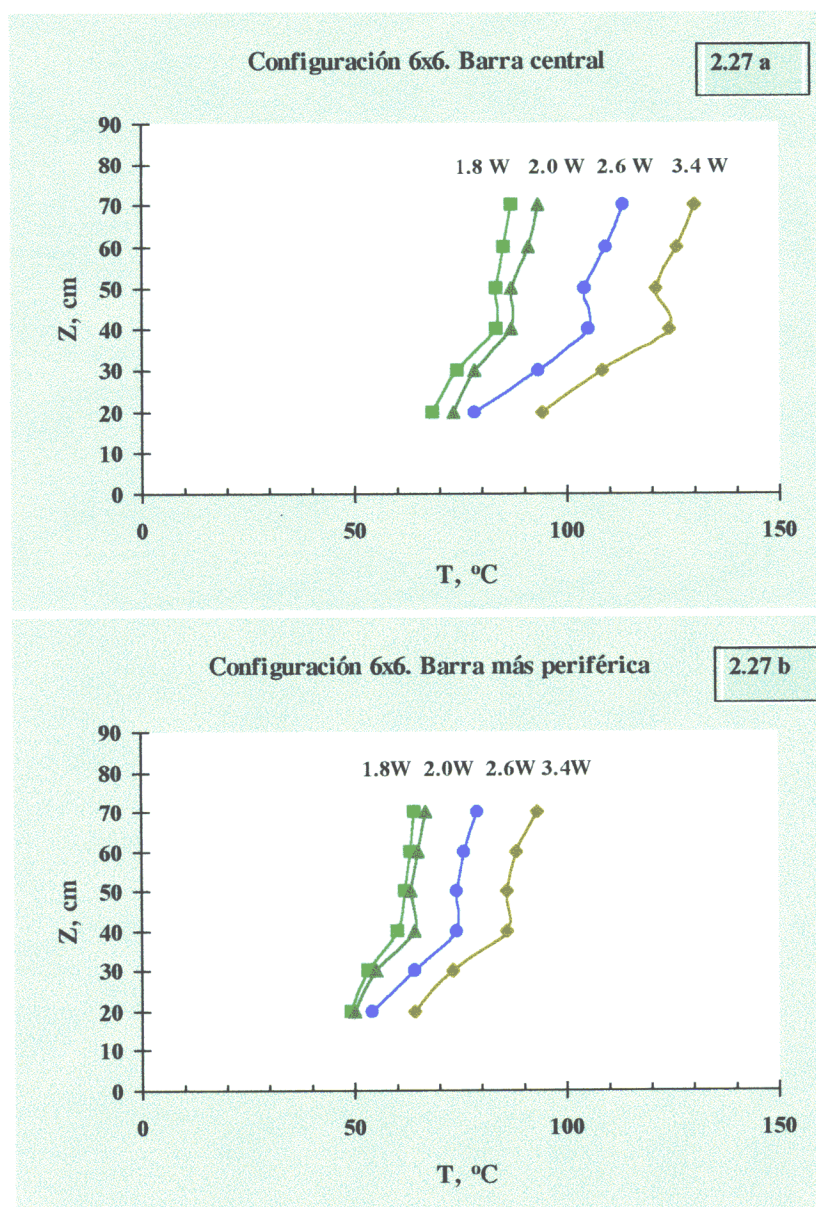


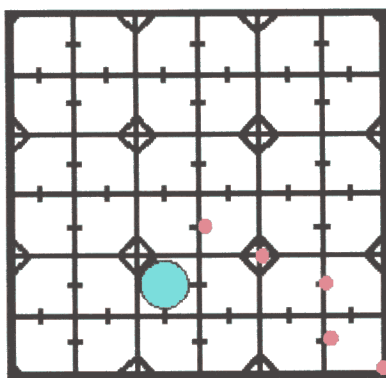
Figura 2.27. Perfil térmico longitudinal en función de la potencia por barra en un haz provisto de rejilla central, para un sistema de configuración 6x6 y carcasa cuadrada (Fig. A.7.8, A.7.10, A.7.12 y A.7.14)

La presencia de la rejilla central espaciadora afecta tanto a los perfiles térmicos de las barras centrales como periféricas del haz. La zona de la barra central situado por debajo de la rejilla presenta un incremento térmico, que pasa de tener un efecto discreto para bajas potencias a ser muy acusado a la potencia máxima. La barra más periférica tiene perfiles térmicos menos acusados y más cercanos entre sí, tanto en la zona superior como inferior de barra.

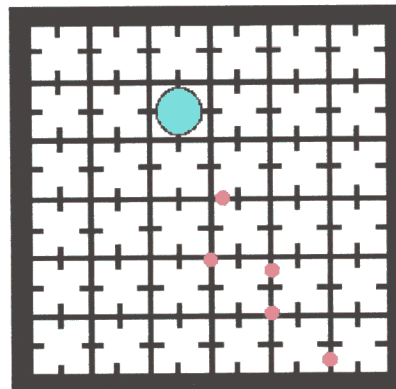
La sección de paso de las rejillas de fijación y separación es diferente, aunque proporcionan el mismo espaciado entre barras, de ahí que los perfiles térmicos de la parte inferior y superior de las barras sean diferentes. Otra causa de la diferencia son las temperaturas de la barra en la zona inmediatamente inferior a las rejillas, ya que debajo de la rejilla inferior de fijación del haz la temperatura es inferior a la correspondiente a la rejilla central espaciadora.

2.2.2. - Perfiles térmicos radiales en las rejillas

Las rejillas de los extremos y rejilla central permiten la fijación y separación de las barras del haz, facilitando la refrigeración de éste por convección natural. Sin embargo en los puntos de contacto con las barras se puede producir una pérdida de calor por conducción a través de su estructura metálica. Con el fin de comprobar este extremo las rejillas han sido instrumentadas convenientemente, como muestra la figura 2.28, en una serie de experimentos.



Rejilla central espaciadora



Rejilla superior de fijación

Figura 2.28. Instrumentación de las rejillas central y superior del haz

La instrumentación de las rejillas se ha realizado con termopares tipo K (NiCr/NiAl), colocados

en las posiciones previstas y fijados mediante pintura de plata, cuya alta conductividad térmica disminuye la resistencia de contacto del extremo caliente del termopar con la superficie de las rejillas. En la tabla 2.5 se muestra los resultados de temperaturas obtenidos en las propias rejillas, en función de la distancia a su centro y en las figuras 2.29 y 2.30 se representan los perfiles térmicos radiales en ambas rejillas.

Tabla 2.5. Valores experimentales de temperaturas en las rejillas, para diferentes potencias eléctricas suministradas al haz

Tipo de rejilla	distancia al centro (cm)	Temperatura (°C)			
		28.8 W	52.8 W	68.8 W	92.8 W
Central (espaciadora)	0.81	66	90	104	127
	2.29	57	75	85	102
	4.05	48	62	69	82
	5.19	38	47	50	58
	6.87	33	35	40	43
Superior (fijación)	0.41	58	79	91	110
	1.62	55	71	86	99
	2.59	51	67	75	89
	3.62	48	61	69	81
	5.51	40	46	54	61

La figura 2.29 muestra el perfil térmico de la rejilla central espaciadora, en dirección radial, función de la potencia eléctrica total suministrada al sistema. Los perfiles térmicos muestran una tendencia lineal, tanto más acusada cuanto mayor es la potencia eléctrica. En el punto de medida más distante del centro la temperatura aumenta tan sólo 10 °C cuando se cuadruplica la potencia. En cambio, el punto de medida más próximo al centro geométrico de la rejilla, tiene una variación térmica, para el mismo aumento de potencia, de 61 °C. La caída térmica a través de la rejilla central espaciadora es de 13.9 °C/cm cuando se suministra al sistema una potencia eléctrica de 92.8 W y de 5.4 °C/cm para la potencia de 28.8 W.

El perfil térmico radial de la rejilla superior del haz se muestra en la figura 2.30. Los perfiles térmicos son menos acusados que en el caso de la rejilla central y además su nivel térmico es inferior. De nuevo, el perfil térmico radial es lineal y más acusado cuanto mayor es la potencia eléctrica suministrada al sistema. La caída térmica a través de la rejilla es de 9.6 °C/cm para la mayor potencia y de 3.5 °C/cm para la menor de las potencias.

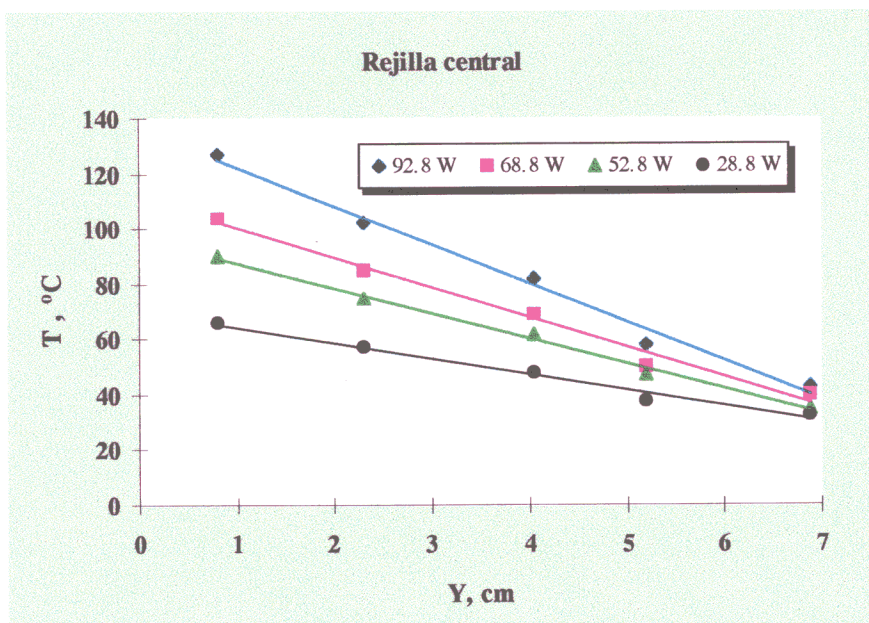


Figura 2.29. Perfil térmico radial de la rejilla central del haz en función de la potencia suministrada, para un sistema de múltiples barras y carcasa cuadrada. Espaciado de 1.62 cm

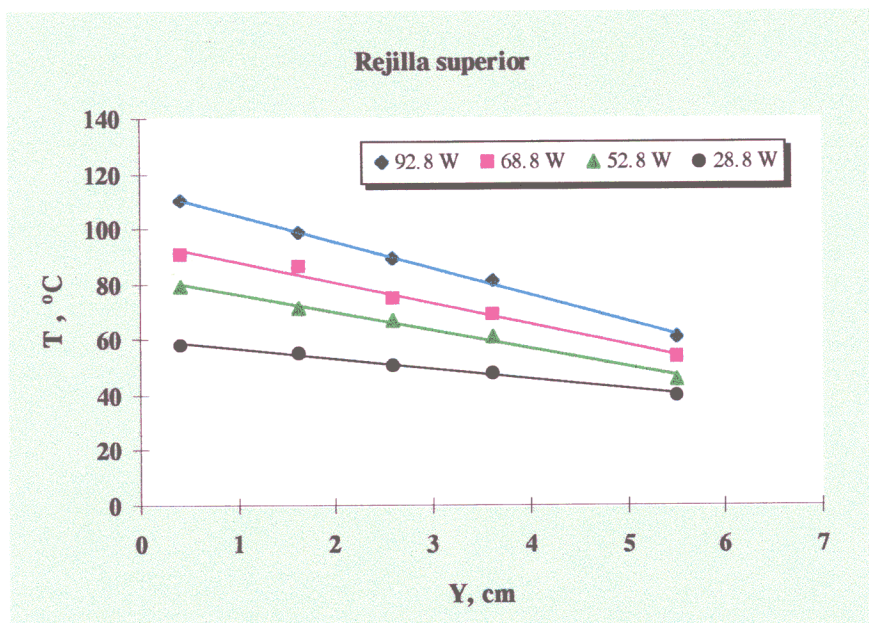


Figura 2.30. Perfil térmico radial de la rejilla superior del haz en función de la potencia suministrada, para un sistema de múltiples barras y carcasa cuadrada. Espaciado de 1.62 cm

La razón por la cual se alcanzan temperaturas más bajas en la rejilla superior del haz que en la rejilla central se debe a que la rejilla superior, a pesar de encontrarse en una posición más elevada, tiene una pérdida adicional de calor por convección natural hacia el exterior del sistema. Por otro lado los puntos de instrumentación en la rejilla superior se hallan situados en la superficie exterior, mientras que la rejilla central ha sido instrumentada en puntos locales de su interior.

3. - ELABORACIÓN Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

3. – Elaboración y discusión de resultados

El conjunto de variables empleadas en la experimentación ha permitido obtener numerosas y variadas distribuciones de temperaturas en los sistemas. Asumido que en la transmisión de calor están implicados los tres mecanismos, conducción, convección y radiación, el objetivo principal del tratamiento y elaboración de resultados es cuantificar el calor neto transferido por convección en cada caso y obtener correlaciones empíricas que relacionen el número de Nusselt con el número de Rayleigh y con parámetros geométricos del sistema. Con estos resultados se realiza finalmente una predicción de temperaturas máximas.

3.1. - Metodología

El sistema experimental utilizado consiste en un haz vertical de barras con generación de calor y una envolvente exterior, denominada carcasa, aislada térmicamente del ambiente exterior. Las barras se hallan fijadas por los extremos mediante rejillas de sujeción y en algunos casos disponen de una rejilla central espaciadora que contribuye a mantener la distancia entre barras.

El balance de calor en régimen estacionario, indica que el flujo de calor eléctrico suministrado a cada barra se transfiere por conducción, convección o radiación,

$$q_{\text{eléctrico}} = q_{\text{conduc}} + q_{\text{convec}} + q_{\text{radiac}} \quad (3.1)$$

Cuando el elemento del sistema considerado es la carcasa, se puede utilizar la ecuación anterior con un valor nulo del flujo de calor eléctrico.

Las pérdidas de calor por conducción se supone que tienen lugar a través de los puntos de contacto de las barras con las estructuras metálicas de sujeción y separación que posee el haz (rejillas). Las pérdidas globales de calor por conducción dependen del área de contacto de las rejillas con las barras calefactoras y pueden considerarse en primera aproximación despreciable frente a la transmitida por radiación y convección. La cuantificación de estas pérdidas ha sido calculada utilizando el método de la analogía eléctrica, que se detalla en capítulos posteriores.

El calor transmitido por radiación entre los elementos del sistema depende de las temperaturas, propiedades de las superficies (emisividades) y factores de visión entre ellos. El flujo de calor emitido por radiación desde una barra es la suma de la emisión de calor debido a su temperatura y del flujo de calor reflejado que incide en dicha superficie procedente del resto de las superficies del sistema. Este flujo de calor que abandona la superficie de la barra “*i*” es conocido como radiosidad y se expresa mediante la ecuación simplificada señalada en el capítulo 1.2.3.2 de la introducción,

$$R_i = \varepsilon_i \sigma T_i^4 + r_i \sum_{j=1}^N R_j F_{ij} \quad (3.2)$$

donde,

ε_i = emisividad de la superficie “*i*”

r_i = reflectancia de la superficie “*i*”

F_{ij} = factor de visión de la superficie “*i*” con respecto a la “*j*”

R_j = radiosidad de la superficie “*j*” (W/m²)

σ = constante de Stefan-Boltzmann (5.67×10^{-8} W/m² K⁴)

T_i = temperatura absoluta media de la superficie “*i*” (K)

El flujo de calor neto transferido por radiación desde la barra “*i*” viene dado por la diferencia del flujo que emite y recibe de los restantes elementos del sistema,

$$(q_{\text{radiac}})_i = R_i - \sum_{j=1}^N R_j F_{ij} \quad (3.3)$$

Cuando las pérdidas de calor por conducción a través de las rejillas del haz es despreciable, el flujo de calor eléctrico suministrado a cada barra se transfiere al resto del sistema por radiación y convección. Conocido el flujo de calor neto transferido por radiación así como el flujo de calor eléctrico, se puede calcular por diferencia el flujo de calor neto transferido por convección desde cada barra,

$$q_{\text{convec}} = q_{\text{eléctrico}} - q_{\text{radiac}} \quad (3.4)$$

A partir del flujo de calor neto transferido por convección desde cada barra y las temperaturas medias de barra, T_i , y carcasa, T_c , se puede obtener el coeficiente individual medio de transferencia

de calor por convección de la barra “*i*”, mediante la siguiente expresión,

$$(h_c)_i = \frac{(q_{convec})_i}{(T_i - T_c)} \quad (3.5)$$

Una ecuación de forma similar puede ser utilizada para calcular el coeficiente global de transferencia de calor por convección, a partir del caudal de calor neto transferido por convección desde todas las barras del haz, el área lateral equivalente de éste, así como las temperaturas de barra central (de valor máximo) y carcasa,

$$(h_c)_G = \frac{(Q_c)_{total}}{A_{equiv}(T_{max} - T_c)} \quad (3.6)$$

El área equivalente del haz se define como el producto del perímetro equivalente por su altura. El perímetro equivalente del haz se define de forma diferente según el tipo de geometría de la carcasa. Para sistemas con carcasa cilíndrica se calcula a partir de un diámetro equivalente, dado como el producto del diámetro de barra por el número de barras en la diagonal del haz. Para los de carcasa cuadrada el perímetro equivalente del haz es el producto del número de barras externas de éste por el diámetro de barra.

A partir del valor del coeficiente individual o global de transferencia de calor por convección, h_c , y la conductividad térmica del fluido, k_f , se calcula el número adimensional de Nusselt mediante la siguiente ecuación,

$$Nu_x = \frac{h_c x}{k_f} \quad (3.7)$$

El número de Nusselt está referido al parámetro longitudinal “*x*” y se puede correlacionar con el número adimensional de Rayleigh (referido al mismo parámetro) y con parámetros geométricos adimensionales del sistema, mediante una expresión de tipo exponencial,

$$Nu_x = cte(Ra_x)^{e_1} K^{e_2} S^{e_3} M^{e_4} \quad (3.8)$$

siendo,

K: relación anular entre diámetro de carcasa y haz ($K > 1$)

S: relación de espaciado entre barras y diámetro de barra ($S > 1$)

M: multiplicidad del haz de barras ($M < 6$)

El número de Rayleigh, referido al parámetro “x”, se expresa mediante la siguiente ecuación,

$$Ra_x = \frac{g\beta x^3 (T - T_C)}{\alpha \nu} \quad (3.9)$$

donde,

- g : aceleración de la gravedad, m/s^2
- β : coeficiente de expansión térmica del fluido, $1/K$
- x : parámetro longitudinal del sistema, m
- T : temperatura de barra, K
- T_C : temperatura de carcasa, K
- α : difusividad térmica del fluido, m^2/s
- ν : viscosidad cinemática del fluido, m^2/s

Las propiedades termofísicas del aire como fluido refrigerante (conductividad térmica, viscosidad cinemática y difusividad térmica) se calculan para el valor medio aritmético de las temperaturas de barra y carcasa.

3.2. - Temperatura media en los elementos del sistema

Los datos experimentales utilizados para evaluar la transferencia de calor en el interior de sistemas son temperaturas medias de barra y carcasa, así como la temperatura ambiente. Las temperaturas medias han sido calculadas a partir de seis valores puntuales de temperatura en la superficie de las barras y cuatro en la superficie interior de la carcasa. Los valores puntuales de temperaturas en todos y cada uno de experimentos realizados se muestran en el apéndice A.

En los sistemas provistos de una rejilla central espaciadora, el haz queda dividido en dos zonas iguales. La temperatura de cada zona de barra se obtiene a partir de la media aritmética de tres valores puntuales de temperatura. Cada zona de la carcasa, enfrentada a la correspondiente zona del haz, se le asigna la temperatura obtenida a partir del valor medio aritmético de las temperaturas en el extremo y centro de la carcasa.

En las tablas 3.1 a 3.5 se muestran las temperaturas medias experimentales para los sistemas estudiados con carcasa cilíndrica. En las tablas 3.6 y 3.7 aparecen los valores de temperaturas medias para sistemas con carcasa cuadrada.

La tabla 3.1 recoge los datos experimentales de temperatura en un sistema constituido por una sola barra y una carcasa cilíndrica. Las tablas 3.2, 3.3 y 3.4 se refieren a sistemas de múltiples barras y carcasa cilíndrica, con espaciados entre barras anexas de 2.60, 2.08 y 1.62 cm, respectivamente. La tabla 3.5 muestra los resultados para un sistema de configuración 4x4 y carcasa cilíndrica provisto de rejilla central espaciadora.

Los resultados experimentales para sistemas con carcasa cuadrada se recogen en la tabla 3.6, para diferentes configuraciones de haz (2x2, 4x4 y 6x6). La tabla 3.7 refleja los resultados para sistemas de carcasa cuadrada provistos de rejilla central espaciadora.

Cada tabla recoge la temperatura media en los elementos del sistema para las diferentes potencias eléctricas suministradas (vatios por barra) en función de las dimensiones de las carcasas utilizadas. En cada tabla queda reflejada la geometría de la carcasa, la multiplicidad del haz, el espaciado entre barras en los sistemas de múltiples barras y la zona estudiada del haz (superior o inferior) cuando éste dispone de una rejilla central espaciadora.

Tabla 3.1. Valores de las temperaturas medias
en un haz con carcasa cilíndrica

Configuración 1x1

D _c (cm)	Potencia (W/b)	Temperatura media (°C)		
		Barra	Carcasa	Ambiente
3.5	2.7	35	21	17
	8.6	71	27	18
	18.0	110	31	18
	32.7	171	38	18
	45.0	210	43	19
6.0	2.7	35	20	19
	8.6	61	23	19
	18.0	102	30	21
	32.7	143	33	21
	45.0	171	35	21
10.4	2.7	34	21	20
	8.6	54	22	21
	18.0	80	24	22
	32.7	121	24	22
	45.0	145	25	23

Tabla 3.2. Valores de las temperaturas medias en un haz con carcasa cilíndrica. Espaciado de 2.60 cm

a) Configuración 3x3

D _C (cm)	Potencia (W/b)	Temperatura media (°C)				
		Barra 3	Barra 2	Barra 1	Carcasa	Ambiente
10.4	2.7	39	39	38	28	22
	5.7	57	55	53	39	28
	8.6	71	69	68	43	28
	18.0	103	99	96	54	28
17.8	2.7	38	37	36	26	24
	8.6	60	58	56	24	22
	18.0	88	85	83	25	21
	32.7	134	130	125	39	28
	53.7	168	164	157	46	28
34.5	2.7	42	40	39	28	27
	8.6	66	62	59	31	29
	18.0	96	89	82	30	28
	32.7	135	120	108	32	27

b) Configuración 5x5

D _C (cm)	Potencia (W/b)	Temperatura media (°C)						
		Barra 6	Barra 5	Barra 4	Barra 3	Barra 2	Barra 1	Carcasa
17.8	2.7	37	36	35	33	32	31	24
	8.6	64	62	57	54	52	49	30
	18.0	95	93	90	84	81	77	36
	26.5	112	109	105	100	97	91	41
34.5	2.7	38	35	34	32	30	29	22
	8.6	63	60	58	53	49	47	27
	18.0	94	92	87	78	71	67	28
	26.5	113	109	104	91	84	80	32
50.9	2.7	38	36	35	33	31	30	22
	8.6	63	60	58	52	48	44	23
	18.0	94	90	87	79	70	63	26
	26.5	113	107	102	91	84	76	29

Tabla 3.3. Valores de las temperaturas medias en un haz con carcasa cilíndrica. Espaciado de 2.08 cm

a) Configuración 3x3

D _C (cm)	Potencia (W/b)	Temperatura media (°C)				
		Barra 3	Barra 2	Barra 1	Carcasa	Ambiente
10.4	2.7	47	45	43	33	28
	5.7	57	55	54	35	28
	8.6	75	71	67	40	29
	18.0	113	107	100	45	28
	32.7	165	157	147	50	28
	53.7	199	186	175	59	28
17.8	2.7	40	38	37	26	24
	8.6	68	61	58	30	24
	18.0	104	93	86	37	24
	32.7	141	131	122	43	26
34.5	2.7	43	42	40	28	24
	8.6	66	62	59	27	25
	18.0	102	94	87	32	26
	32.7	139	129	122	37	27

b) Configuración 4x4

D _C (cm)	Potencia (W/b)	Temperatura media (°C)				
		Barra 3	Barra 2	Barra 1	Carcasa	Ambiente
17.8	3.0	44	38	34	21	19
	9.7	70	62	58	26	21
	20.3	107	94	91	32	21
	27.1	125	111	97	36	23
34.5	3.0	47	40	35	23	22
	9.7	68	59	55	25	21
	20.3	106	90	87	27	21
	27.1	121	103	91	28	21
50.9	20.3	106	87	81	24	22

Tabla 3.4. Valores de las temperaturas medias en un haz con carcasa cilíndrica. Espaciado de 1.62 cm

a) Configuración 3x3

D _C (cm)	Potencia (W/b)	Temperatura media (°C)				
		Barra 3	Barra 2	Barra 1	Carcasa	ambiente
10.4	2.7	66	61	54	34	23
	8.6	126	114	98	38	24
	18.0	192	175	154	40	23
	32.7	283	262	236	43	21
	45.0	347	323	294	46	20
17.8	2.7	54	48	40	27	20
	8.6	104	88	73	30	20
	18.0	158	135	110	30	21
	32.7	233	201	167	30	20
	45.0	285	248	210	36	20
34.5	2.7	48	44	38	22	21
	8.6	97	81	68	23	22
	18.0	145	118	96	26	22
	32.7	213	178	148	27	23
	45.0	258	222	187	28	23

b) Configuración 5x5

D _C (cm)	Potencia (W/b)	Temperatura media (°C)							
		Barra 6	Barra 5	Barra 4	Barra 3	Barra 2	Barra 1	Carcasa	Ambiente
17.8	2.7	76	72	68	56	52	42	33	22
	8.6	149	141	133	102	95	74	34	24
	18.0	227	217	204	174	157	117	37	25
	32.7	339	326	307	272	252	186	37	21
34.5	2.7	67	64	57	51	47	38	28	22
	8.6	131	124	113	93	83	67	27	21
	18.0	209	196	181	147	141	104	32	20
	32.7	308	297	280	227	219	165	33	20
50.9	2.7	64	61	57	47	45	37	23	22
	8.6	126	121	110	87	81	66	25	23
	18.0	197	187	172	136	127	100	27	25
	32.7	307	295	277	228	214	161	27	24

Tabla 3.4. Continuación.- Valores de las temperaturas medias en un haz con carcasa cilíndrica. Espaciado de 1.62 cm

c) Configuración 4x4

D _c (cm)	Potencia (W/b)	Temperatura media (°C)				
		Barra 3	Barra 2	Barra 1	Carcasa	Ambiente
17.8	1.8	54	49	44	23	22
	2.7	65	59	52	22	21
	3.6	75	68	58	24	22
	4.5	85	76	66	25	22
	5.4	94	84	72	25	22
34.5	1.8	51	47	42	22	21
	2.7	64	56	48	21	20
	3.6	71	63	52	22	20
	4.5	83	74	62	23	21
	5.4	92	81	66	23	21
50.9	1.8	51	47	42	22	21
	2.7	64	58	50	23	22
	3.6	73	66	56	25	23
	4.5	83	74	62	24	22
	5.4	95	83	70	27	24

Tabla 3.5. Valores de las temperaturas medias en un haz
con carcasa cilíndrica. Espaciado de 1.62 cm

Configuración 4x4

Rejilla central espaciadora

Zona del haz	D _C (cm)	Potencia (W/b)	Temperatura media (°C)				
			Barra 3	Barra 2	Barra 1	Carcasa	Ambiente
Superior	17.8	1.8	64	57	53	24	20
		2.7	77	68	61	25	20
		3.6	89	79	70	27	21
		4.5	103	91	82	27	21
		5.4	114	99	87	26	20
	34.5	1.8	70	64	58	31	26
		2.7	82	74	65	32	27
		3.6	97	87	74	34	29
		4.5	110	98	83	34	29
		5.4	120	106	89	35	28
	50.9	1.8	62	55	54	30	23
		2.7	79	68	64	31	22
		3.6	94	87	74	31	24
		4.5	103	93	81	32	21
		5.4	108	103	89	29	21
Inferior	17.8	1.8	60	54	48	24	20
		2.7	71	63	55	23	20
		3.6	83	73	64	24	21
		4.5	94	81	73	25	21
		5.4	102	87	81	25	20
	34.5	1.8	64	55	48	30	26
		2.7	71	63	56	31	27
		3.6	86	73	66	32	29
		4.5	96	82	74	32	29
		5.4	104	88	79	33	28
	50.9	1.8	59	50	47	24	23
		2.7	73	61	57	24	22
		3.6	85	72	65	27	24
		4.5	91	78	72	24	21
		5.4	101	87	79	25	21

Tabla 3.6. Valores de las temperaturas medias en un haz con carcasa cuadrada ($L_c=16.4$ cm). Espaciado de 1.62 cm

a) Configuración 2x2

Potencia (W/b)	Temperatura media (°C)		
	Barra	Carcasa	Ambiente
5.7	79	24	22
6.1	82	22	18
7.6	93	25	23
11.8	120	26	23
14.5	128	25	21

b) Configuración 4x4

Potencia (W/b)	Temperatura media (°C)				
	Barra 3	Barra 2	Barra 1	carcasa	Ambiente
3.4	85	74	66	25	21
4.3	97	86	76	26	22
5.8	115	100	89	28	23
7.4	132	116	103	30	23

c) Configuración 6x6

Potencia (W/b)	Temperatura media (°C)							
	Barra 6	Barra 5	Barra 4	Barra 3	Barra 2	Barra 1	Carcasa	Ambiente
1.8	82	77	76	69	67	58	26	20
2.0	88	85	83	74	72	63	25	19
2.6	106	101	98	87	84	75	26	20
3.4	123	119	114	102	99	86	28	21

Tabla 3.7. Valores de las temperaturas medias en un haz con carcasa cuadrada ($L_C=16.4$ cm). Espaciado de 1.62 cm

Configuración 4x4. Rejilla central espaciadora

Zona del haz	Potencia (W/b)	Temperatura media (°C)				
		Barra 3	Barra 2	Barra 1	Carcasa	Ambiente
Superior	1.8	62	57	50	26	21
	3.3	86	77	68	27	21
	3.8	94	85	73	27	20
	4.3	102	90	80	30	23
	5.8	119	105	93	32	23
	7.4	134	119	105	34	24
Inferior	1.8	58	52	45	23	21
	3.3	77	69	60	25	21
	3.8	85	76	67	22	20
	4.3	93	82	73	26	23
	5.8	107	94	84	27	23
	7.4	124	109	97	28	24

Configuración 6x6. Rejilla central espaciadora

Zona de haz	Potencia (W/b)	Temperatura media (°C)						
		Barra 6	Barra 5	Barra 4	Barra 3	Barra 2	Barra 1	Carcasa Ambiente
Super.	1.5	76	73	70	64	62	56	25 19
	1.8	85	82	79	72	70	63	32 25
	2.0	90	87	84	76	74	65	26 20
	2.1	92	89	85	77	74	65	27 20
	2.6	108	104	100	90	87	77	28 21
	2.7	109	105	101	92	89	76	29 22
	3.4	125	121	116	105	101	88	29 20
	3.5	126	122	116	105	101	89	32 22
Infer.	1.5	70	68	65	60	57	48	22 19
	1.8	75	72	70	64	62	54	28 25
	2.0	78	75	73	66	63	55	23 20
	2.1	79	77	75	66	64	56	24 20
	2.6	92	88	85	77	73	63	25 21
	2.7	93	90	86	77	74	64	26 22
	3.4	111	104	99	87	81	71	25 20
	3.5	112	104	100	90	85	75	27 22

3.3. - Transferencia de calor por radiación

La transferencia de calor por radiación, en un sistema constituido por un haz de barras y rodeado de una carcasa, se simplifica considerablemente si se supone el cumplimiento de las siguientes condiciones:

- Los elementos se comportan como superficies grises.
- Las superficies son opacas a la radiación.
- Las superficies emiten y reflejan radiaciones difusas.
- El medio que llena el recinto, aire, no participa en la radiación.

El valor de la transmitancia de una superficie opaca a la radiación es nulo, de modo que la reflectancia se puede conocer por diferencia a uno de la absorbancia o emisividad. El valor de la emisividad de las superficies de barras y carcasa cuadrada, ambas de acero inoxidable 304, es de 0.73 y se ha tomado de un trabajo experimental anterior (PAJARES, 1986). La emisividad de la carcasa cilíndrica de metacrilato tiene un valor de 0.93, y ha sido tomado de la bibliografía (ROSHENOW y HARNETT, 1973).

El conjunto formado por el haz de barras y la carcasa, unido a las bases superior e inferior del sistema, forman un recinto cerrado, donde es necesario calcular los factores de visión entre los distintos elementos que constituyen el sistema, con el fin de obtener los flujos de energía emitidos por radiación.

3.3.1. – Determinación de los factores de visión

Los valores de los factores de visión están íntimamente relacionados con las dimensiones de los elementos y la distancia que los separa de otros elementos del sistema a los que *ven*. Fijado el diámetro de barra, las variables que influyen en el cálculo de los factores de visión son la distancia entre las barras del haz, así como la forma y dimensiones de la carcasa.

Un gran número de factores de visión de barras entre sí y de barras con carcasa tienen valores nulos porque existen otras barras del sistema que impiden que se *vean*. En otros casos, barras y carcasa se encuentran eclipsadas parcialmente, y el factor de visión se puede calcular mediante la aplicación de un factor de corrección. La ecuación utilizada para el cálculo del factor de corrección debido al apantallamiento contempla una superficie eclipsada en la barra o carcasa,

$$f_c = 1 - \frac{\text{superficie eclipsada}}{\text{superficie total}} \quad (3.10)$$

Durante el proceso de cálculo de los factores de visión se utilizan esencialmente dos propiedades de éstos, la *relación de reciprocidad* para obtener factores de visión recíprocos y la *relación de la sumatoria* para determinar los factores de visión de barras y carcasa con la base. Estas dos propiedades sirven para la caracterización total del recinto formado por las barras y la carcasa,

- Relación de reciprocidad. Cuando se conoce uno de los factores de visión entre dos elementos de superficie A_i y A_j , se puede determinar el otro mediante una igualdad del tipo,

$$A_i F_{ij} = A_j F_{ji} \quad (3.11)$$

- Relación de la sumatoria. La suma de todos los factores de visión desde una superficie cualquiera “ i ” del recinto a todas las demás superficies “ N ” del mismo debe ser la unidad,

$$\sum_{k=1}^N F_{ik} = 1 \quad (3.12)$$

El término F_{ii} representa la fracción de la energía radiante que sale de la superficie “ i ” e incide directamente sobre sí misma, siendo aplicable para superficies cóncavas como la carcasa cilíndrica.

En las tablas del apéndice B se muestran los valores de los diferentes factores de visión entre los elementos de los sistemas estudiados. A continuación se detalla la secuencia en el cálculo de dichos factores; en primer lugar se calculan los factores de visión entre barras, posteriormente se determinan los factores de visión de las barras con la carcasa y sus recíprocos y por último se hallan los factores de visión de las barras y carcasa con las bases del sistema.

3.3.1.1. - Factores de visión entre barras

En un haz de multiplicidad determinada, el factor de visión de una barra con las demás barras del sistema, a las que ve, se determina a partir de la ecuación 1 del apéndice B, relativa al cálculo del factor de visión de un cilindro central con respecto a “ N ” cilindros que lo rodean, (JUUL, 1982).

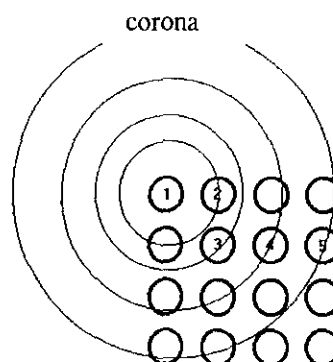
Esta ecuación sólo se aplica cuando todos los cilindros son de igual longitud y tienen el mismo diámetro. Según se muestra en la figura del apéndice B.1.1, se trata de dos cilindros coaxiales. El cilindro menor se identifica con una barra, mientras que el cilindro equivalente mayor se corresponde con una corona de barras. El factor de visión de la barra central con cada una de las barras que constituyen la corona se puede obtener mediante la siguiente ecuación,

$$F_{12} = F_{12}^N / N \quad (3.13)$$

El número de barras, N , que constituyen la corona del cilindro equivalente será función del perímetro de la circunferencia marcada desde la barra central de referencia, como muestra la tabla 3.8 y su figura asociada. Para cada una de las tres distancias entre barras anexas utilizadas en la experimentación (espaciado), existen como máximo cuatro posiciones relativas entre barras con valores no nulos de los factores de visión. Sin embargo las barras 4 y 5 están eclipsadas parcialmente por las barras 2 y 3 y por tanto es necesario aplicar la corrección señalada en la ecuación 3.10 a los factores de visión obtenidos.

Tabla 3.8. Número de barras contenidas en la corona del cilindro equivalente, con referencia a la barra 1

Barra	Distancia entre barras anexas (cm)		
	1.62	2.08	2.60
2	8	10	13
3	11	14	18
4	17	22	28
5	25	32	40



3.3.1.2. - Factores de visión para carcasa cilíndrica

Los factores de visión de los elementos del sistema con la carcasa cilíndrica se calculan mediante las ecuaciones 2 y 3 del apéndice B, que consideran cilindros coaxiales de igual longitud. Estas ecuaciones se aplican directamente para un sistema de configuración 1x1 y permiten obtener el factor de visión de la carcasa cilíndrica consigo misma y el factor de visión de la carcasa con la barra y su recíproco.

El factor de visión de la barra y carcasa con las bases se obtiene por diferencia, utilizando la relación de la sumatoria de los factores de visión.

En un haz de múltiples barras, la carcasa se ve a sí misma y ve a las barras más externas del haz. El factor de visión de la carcasa consigo misma, F_{CC} , se calcula a partir de la ecuación 2 del apéndice B, referente a superficies curvadas que se ven a sí mismas. Esta ecuación es aplicable a dos cilindros, el cilindro mayor se refiere a la carcasa y el menor al cilindro equivalente del haz de barras.

La ecuación 3 del apéndice B se utiliza para hallar los factores de visión entre carcasa y barras, utilizando para ello dos cilindros coaxiales. El cilindro interior tiene un diámetro equivalente que es función de la posición de la barra en relación con el centro geométrico del haz, mientras que el cilindro exterior se identifica con la carcasa. Aplicando la relación de reciprocidad de los factores de visión a los resultados de esta última ecuación se obtiene el factor de visión del cilindro interior con el cilindro exterior (carcasa). El cilindro interior incluirá en su periferia un cierto número de diámetros de barra, siendo el factor de visión del cilindro equivalente interior con la carcasa igual al factor de visión de una porción de aquel, correspondiente a una barra, con la carcasa.

Las barras internas del haz están eclipsadas por las barras más externas, de modo que se aplica a los factores de visión obtenidos entre barras y carcasa, las correcciones de la ecuación 3.10. Posteriormente se aplica la relación de reciprocidad para calcular el factor de visión de la carcasa con las distintas barras.

Los factores de visión de las barras con las bases del sistema se obtiene mediante aplicación de la relación de la sumatoria de los factores de visión, de tal forma que, conocidos los factores de visión entre barras y de las barras con la carcasa se obtiene, por diferencia a uno, los factores de visión de las barras con las bases,

$$F_{iB} = 1 - F_{iC} - \sum_{j=1}^m F_{ij} \quad (3.14)$$

El factor de visión de la carcasa con las bases, se obtiene a partir de los factores de visión de la carcasa consigo misma, F_{CC} , y los factores de visión de la carcasa con las barras a las que ve,

$$F_{CB} = 1 - F_{CC} - \sum_{j=1}^m F_{Cj} \quad (3.15)$$

3.3.1.3. - Factores de visión para carcasa cuadrada

Los factores de visión de las caras de la carcasa cuadrada con las barras del haz se calculan utilizando las ecuaciones 4 y 5 del apéndice B. Debido a la simetría del haz con la carcasa, sólo es necesario considerar una de las cuatro caras que constituyen la carcasa cuadrada. Los factores de visión de una de estas caras de la carcasa con cada una de las barras enfrentadas se obtienen aplicando dos ecuaciones diferentes, ya que es necesario descomponer la cara de la carcasa en dos partes, una centrada con la barra, en la que se aplica la ecuación 5 del apéndice B y otra parte que sería el resto de la cara de la carcasa donde se aplica la ecuación 6 de dicho apéndice.

Mediante la relación de reciprocidad se obtienen los factores de visión de la barra con cada parte de cara de la carcasa. La suma de estos dos valores conduce al factor de visión de la barra con la cara de la carcasa. Si se encuentra otra cara de la carcasa enfrentada a la barra, es necesario utilizar de nuevo las ecuaciones anteriores (5 y 6 del apéndice B) y aplicar de nuevo la relación de reciprocidad. Este nuevo factor de visión se suma al obtenido para la primera cara de la carcasa. El resultado final es el factor de visión total de la barra con la carcasa, siempre que no exista apantallamiento debido a otras barras más externas. En caso de haberlo es necesario aplicar a los resultados obtenidos la correspondiente corrección dada por la ecuación 3.10.

Todo este proceso se realiza para cada una de las barras externas e internas del haz que *vean* a la carcasa. Posteriormente se utiliza la relación de reciprocidad para obtener los factores de visión de la carcasa cuadrada con cada una de las barras. Conocidos los factores de visión entre barras y de barras con carcasa, se puede obtener por diferencia, aplicando la relación de la sumatoria, los factores de visión de las barras con las bases.

El factor de visión entre dos caras opuestas de la carcasa se obtiene mediante la ecuación 6 del apéndice B. El resultado de dicha ecuación es necesario corregirlo con el factor por apantallamiento dado por la ecuación 3.10, ya que parte del lado de la carcasa se encuentra eclipsado por el haz de barras. El factor de visión entre dos caras contiguas de la carcasa se obtiene con la ecuación 7 del apéndice B, particularizada a planos finitos perpendiculares entre sí. Al resultado obtenido se le aplica de nuevo el factor de corrección que tiene en cuenta el apantallamiento producido por las barras que se encuentran entre ambas caras de la carcasa. El factor de visión de la carcasa consigo misma se obtiene a partir de los valores de los factores de visión de una cara con sus dos contiguas y la opuesta. El factor de visión de la carcasa cuadrada con la base se obtiene por diferencia, utilizando la relación de sumatoria de los factores de visión.

3.3.2. - Calor emitido por radiación

El flujo de calor emitido por radiación desde la superficie de una barra es conocido como radiosidad y representa la suma del calor emitido debido a su temperatura y de la fracción reflejada del flujo de calor que incide en dicha barra procedente del resto de superficies del sistema,

$$R_i = \varepsilon_i \sigma T_i^4 + r_i \sum_{j=1}^N R_j F_{ij} \quad (3.16)$$

Esta ecuación implica que para el cálculo de la radiosidad de la superficie de barra "i", es necesario conocer las radiosidades del resto de las superficies. Una reorganización de los términos de la ecuación 3.16, con vistas al cálculo de las radiosidades individuales de cada superficie del sistema, permite expresarlo de esta otra forma,

$$\sum_{j=1}^N X_{ij} R_j = \sigma T_i^4 \quad (3.17)$$

donde,

$$X_{ij} = \frac{\delta_{ij} - r_i F_{ij}}{\varepsilon_i} \quad \delta_{ij} \begin{cases} = 1 & \text{cuando } i = j \\ = 0 & \text{cuando } i \neq j \end{cases}$$

siendo,

ε_i = emisividad de la superficie "i"

r_i = reflectancia de la superficie "i"

F_{ij} = factor de visión de la superficie "i" con respecto a la "j"

R_j = radiosidad de la superficie "j" (W/m²)

σ = constante de Stefan-Boltzmann (5.67×10^{-8} W/m² K⁴)

T_i = temperatura absoluta media de la superficie "i" (K)

La ecuación 3.17 aplicada a cada una de las superficies del sistema (barras y carcasa), constituye

un sistema de ecuaciones cuyas incógnitas son las radiosidades individuales de barras, y en forma matricial se puede expresar como,

$$[X] \times [R] = [C] \quad (3.18)$$

siendo :

$$[X] = \begin{bmatrix} X_{11} & \dots & X_{1i} & \dots & X_{1N} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ X_{i1} & \dots & X_{ii} & \dots & X_{iN} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ X_{N1} & \dots & X_{Ni} & \dots & X_{NN} \end{bmatrix} \quad [R] = \begin{bmatrix} R_1 \\ \dots \\ R_i \\ \dots \\ R_N \end{bmatrix} \quad [C] = \sigma \times \begin{bmatrix} T_1^4 \\ \dots \\ T_i^4 \\ \dots \\ T_N^4 \end{bmatrix}$$

La matriz "X" contempla los factores de visión y las emisividades de las superficies de barras y carcasa, el vector "R" es la matriz incógnita de radiosidades individuales y el vector "C" representa los poderes emisivos o flujos de radiación térmica desde las distintas superficies, expresado como el producto de la constante de Stefan-Boltzmann por las temperaturas medias absolutas elevadas a la cuarta potencia. En el apéndice C se incluye el programa de cálculo utilizado para resolver el sistema de ecuaciones, en uno de los sistemas experimentales estudiados.

A continuación se muestra gráficamente los resultados de radiosidades para algunos casos representativos, donde se ha representado la radiosidad individual de barra (W/m^2) frente a la potencia eléctrica suministrada ($W/barra$). En las figuras 3.1 a 3.8 se muestran las radiosidades en sistemas de carcasa cilíndrica con diferentes configuraciones para los tres espaciados entre barras que han sido utilizados. En las figuras 3.9 y 3.10 se muestran los resultados de las radiosidades para las zonas superior e inferior de las barras, en sistemas con carcasa de geometría cuadrada.

La figura 3.1 muestra el perfil de radiosidad de una sola barra rodeada de carcasa con geometría cilíndrica, en función de la dimensión de ésta (parámetro K). Se observa como el perfil es plano para los mayores valores del parámetro K y tanto más acusado a medida que disminuye dicho parámetro. De este modo, para el menor valor del parámetro K, cuando la carcasa está mas cerca de la barra, el perfil de la radiosidad muestra una pendiente mayor que se incrementa de forma notable a partir de 20 $W/barra$. Esto es debido a las elevadas temperaturas que se alcanzan en la superficie de barra y que el flujo de calor emitido por radiación aumenta con la cuarta potencia de su temperatura.

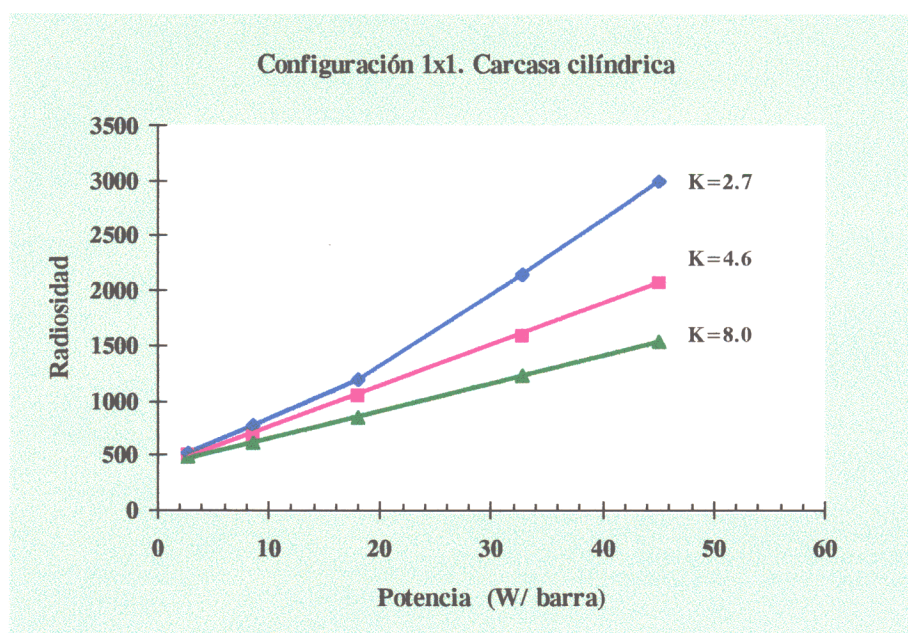


Figura 3.1. Perfil de radiosidades de barra (W/m^2) en función de la potencia, para diferentes valores del parámetro “K”, en un sistema de configuración 1x1 y carcasa cilíndrica

La figura 3.2 representa las radiosidades de barra para una configuración 3x3, carcasa cilíndrica y distancia entre barras anexas de 2.60 cm. Se observan perfiles de radiosidades planos, ya que se trata de un sistema donde la separación de las barras es tal que existe espacio suficiente para que las superficies de las barras se encuentren a temperaturas relativamente bajas y los valores de los flujos de radiación emitidos sean bajos. Las radiosidades de las tres barras tienen valores próximos y disminuyen ligeramente cuando la barra se distancia del centro del haz. La barra más externa del haz (B-1) es la que recibe menor calor de las barras que la rodean y pierde más calor por convección.

La figura 3.3 muestra los perfiles de radiosidades de barra para un sistema de la misma configuración anterior, pero con un espaciado más pequeño entre barras y se observa también perfiles de radiosidades planos en las tres barras. Para bajas potencias las radiosidades de barras tienen valores muy próximos y a medida que se incrementa la potencia aumentan las radiosidades pero en diferente grado, mostrando una mayor variación con la potencia la barra central (B-3). Los perfiles de radiosidades de las tres barras se encuentran más alejados entre sí que en el caso de la figura 3.2, debido a que existe un mayor gradiente térmico en dirección radial del haz cuando disminuye el espaciado entre barras.

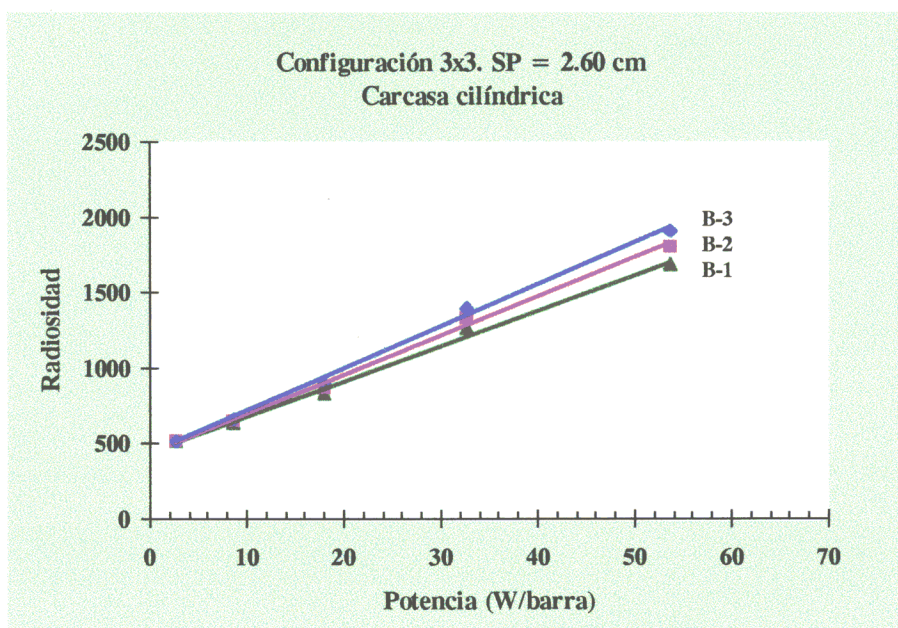


Figura 3.2. Valor de las radiosidades de barras (W/m^2) en función de la potencia, para un sistema de configuración 3x3 y carcasa cilíndrica ($K=4.6$). Espaciado de 2.60 cm

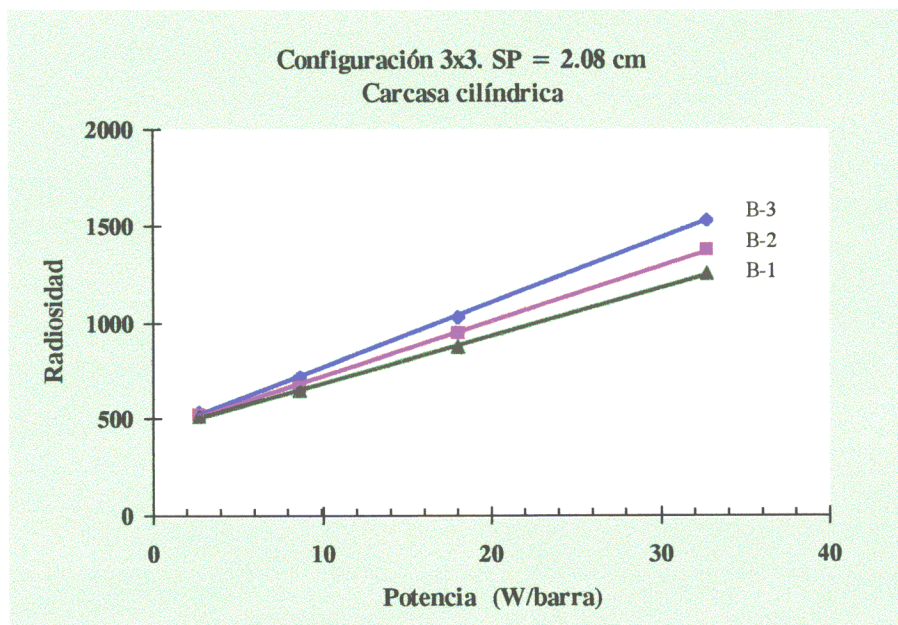


Figura 3.3. Valores de las radiosidades de barras (W/m^2) en función de la potencia, para un sistema de configuración 3x3 y carcasa cilíndrica ($K=4.6$). Espaciado de 2.08 cm

La figura 3.4 muestra los perfiles de radiosidades para las tres barras representativas, de la misma configuración 3x3 que las figuras 3.2 y 3.3, pero utilizando un espaciado más pequeño entre barras. Los valores de las radiosidades son elevados debido a las elevadas temperaturas que se alcanzan en las superficies de las barras, pero además las pendientes aumentan con la potencia (a partir de unos 20 W/barra) como consecuencia del elevado flujo de calor emitido por radiación. Se aprecia además un creciente aumento de la radiosidad a medida que las barras se encuentran situadas en posiciones más internas del haz.

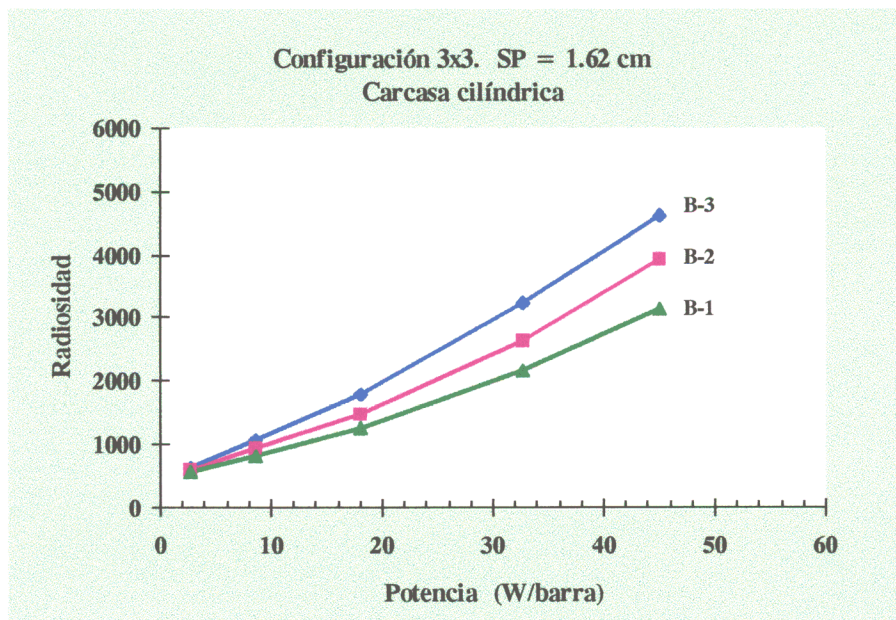


Figura 3.4. Valores de las radiosidades de barras (W/m^2) en función de la potencia, para un sistema de configuración 3X3 y carcasa cilíndrica ($K=4.6$). Espaciado de 1.62 cm

Si se comparan las tres figuras anteriores correspondiente a una misma configuración e igual diámetro de carcasa, pero con diferente espaciado entre barras, se observa perfiles de barras muy parecidos entre sí para los sistemas con espaciados mayor e intermedio, y diferentes a los perfiles correspondientes al sistema de menor espaciado. En este último caso los perfiles de las radiosidades aumentan significativamente su pendiente cuando la potencia supera un valor de 20 W/barra. Para una misma potencia, 32.7 W/barra, se alcanzan radiosidades máximas en la barra central, cuyos valores son de 1 399, 1 527 y 3 242 W/m^2 , correspondientes a los sistemas con espaciados mayor, intermedio y menor, respectivamente. Los valores son similares para los dos primeros espaciados y bastante inferiores al tercero de ellos (espaciado de 1.62 cm).

La figura 3.5 representa la variación de la radiosidad de barra frente a la potencia para un haz de configuración 4x4 con carcasa cilíndrica y un espaciado intermedio entre barras. Se observan perfiles prácticamente planos para las tres barras representativas, con pendientes más acusadas cuanto más interior es la barra en el haz. Para bajas potencias las radiosidades de las tres barras son muy próximas, pero a medida que aumenta la potencia suministrada la radiosidad de la barra central, B-3, se va distanciando como consecuencia de su mayor nivel térmico.

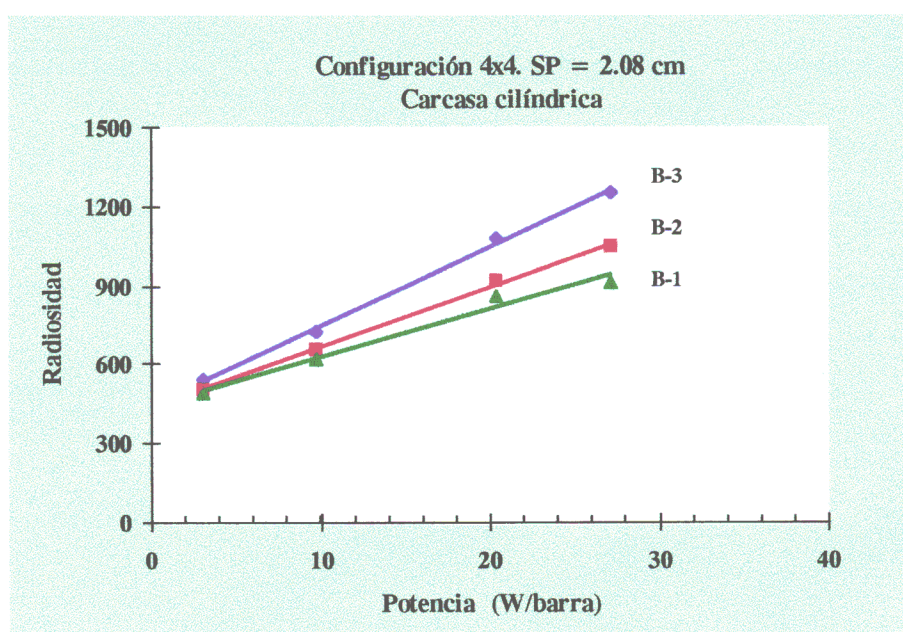


Figura 3.5. Valores de las radiosidades de barras (W/m^2) en función de la potencia, para un sistema de configuración 4X4 y carcasa cilíndrica ($K=3.4$). Espaciado de 2.08 cm

La figura 3.6 representa las radiosidades de barra para un sistema de la misma configuración que en el caso anterior, pero con un espaciado entre barras más pequeño. Los valores de la potencia utilizada son relativamente bajos, con lo cual los perfiles de radiosidades son prácticamente planos, lo que indica que las temperaturas alcanzadas en las barras son relativamente bajas.

La figura 3.7 muestra los perfiles de radiosidades de las seis barras representativas en un sistema de configuración 5x5 y carcasa cilíndrica, con un espaciado entre barras de 2.60 cm. Todas las barras muestran perfiles planos de radiosidades, lo que indica que sus temperaturas son bajas. Los valores de las radiosidades aumentan cuando las barras se sitúan en posiciones más internas del haz, y se observa un mayor distanciamiento de los perfiles de las barras internas con respecto a las externas.

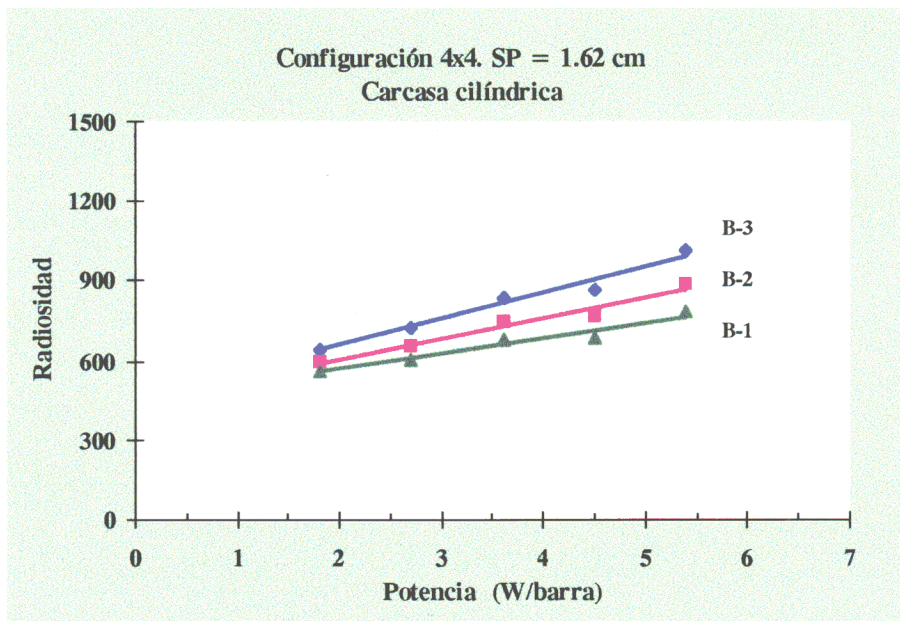


Figura 3.6. Valores de las radiosidades de barras (W/m^2) en función de la potencia, para un sistema de configuración 4X4 y carcasa cilíndrica ($K=3.4$). Espaciado de 1.62 cm

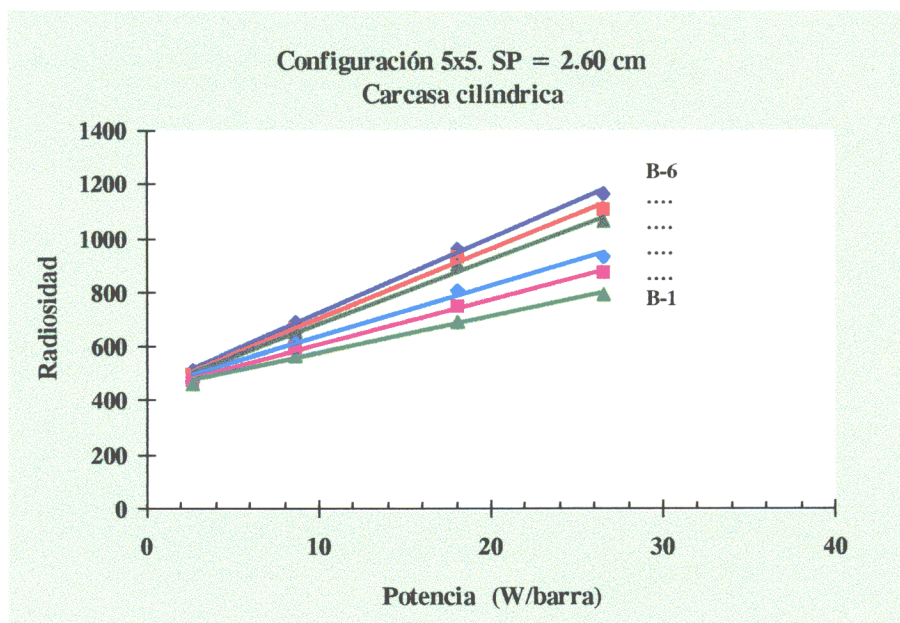


Figura 3.7. Valores de las radiosidades de barras (W/m^2) en función de la potencia, para un sistema de configuración 5x5 y carcasa cilíndrica ($K=5.3$). Espaciado de 2.60 cm

La figura 3.8 muestra los perfiles de radiosidad de barra frente a la potencia para un sistema de la misma configuración anterior, pero con un espaciado entre barras más pequeño (1.62 cm). Se observa como los perfiles de radiosidades, de las seis barras representativas, tienen pendientes más pronunciadas a partir de una potencia próxima a 20 W/barra. Por otro lado las radiosidades aumentan a medida que las barras se sitúan en posiciones más cercanas al centro del haz, debido a un progresivo aumento de la temperatura.

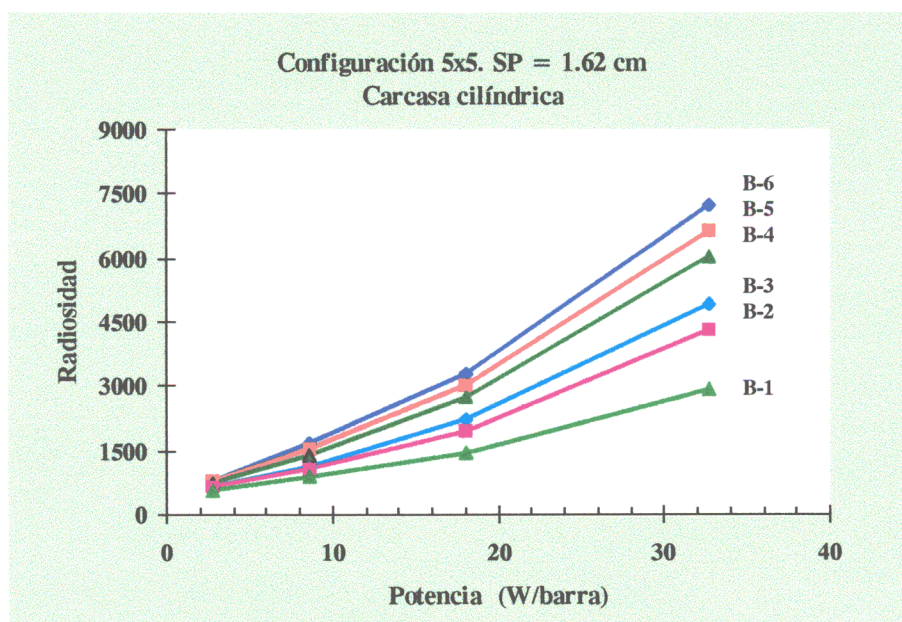


Figura 3.8. Valores de las radiosidades de barras (W/m^2) en función de la potencia, para un sistema de configuración 5X5 y carcasa cilíndrica ($K=5.3$). Espaciado de 1.62 cm

La radiosidad de la barra más periférica (B-1) muestra valores bastante inferiores a las barras 2 y 3, como consecuencia de una menor influencia de la potencia. Si se realiza una comparación de los valores de radiosidades de la barra central en sistemas de configuración 5x5, para los dos espaciados estudiados y para un mismo valor de la potencia suministrada, 18 W/barra, se observa que la radiosidad aumenta de 962 W/m^2 a 3277 W/m^2 cuando el espaciado disminuye de 2.60 a 1.62 cm.

Las figuras 3.9a y 3.9b muestran los perfiles de radiosidades para la zona superior e inferior de un haz de configuración 4x4 y carcasa cuadrada, provisto de rejilla central, con espaciado de 1.62 cm. Se observan perfiles planos de radiosidades para las tres barras representativas del sistema. La zona superior de barra tiene radiosidades mas altas que la zona inferior, debido a su mayor temperatura.

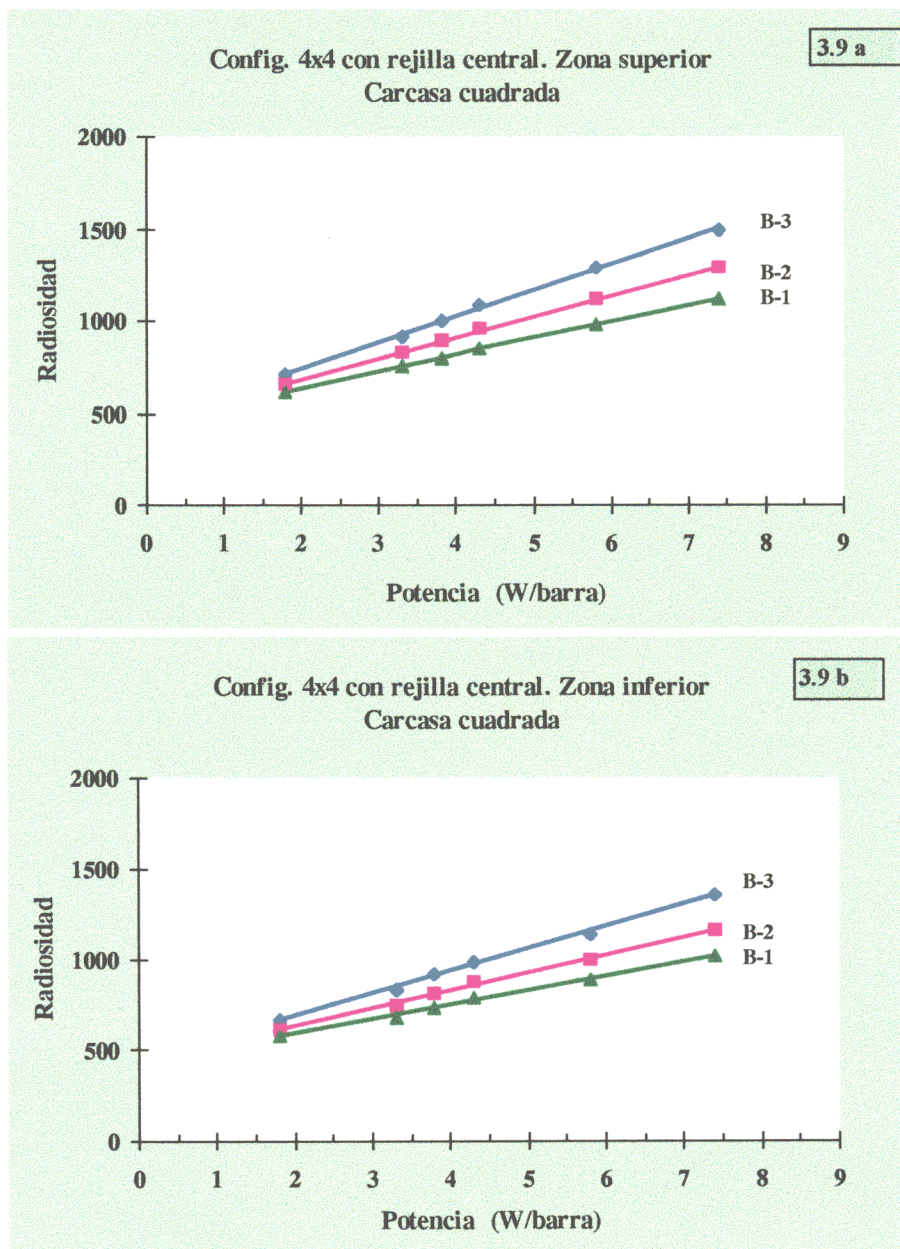


Figura 3.9. Valores de las radiosidades de las zonas de barras (W/m^2) en función de la potencia, para un sistema provisto de rejilla central de configuración 4x4 y carcasa cuadrada ($L_C=16.4$ cm). Espaciado de 1.62 cm

Las figuras 3.10a y 3.10b muestran las radiosidades en las zonas de barra situadas en la parte superior e inferior de un haz provisto de rejilla central, para una configuración de 6x6 y carcasa cuadrada. Se observan variaciones lineales con la potencia y valores de radiosidades de barra que aumentan con su proximidad al centro del haz, siendo mayores en la zona superior del haz. El perfil

de radiosidad de la barra más periférica del haz, B-1, muestra un comportamiento más alejado de las otras barras externas del haz, en todo el intervalo de potencias estudiado. Esto es debido a la propia geometría de la carcasa cuadrada, la cual afecta en mayor grado a la barra más externa del haz.

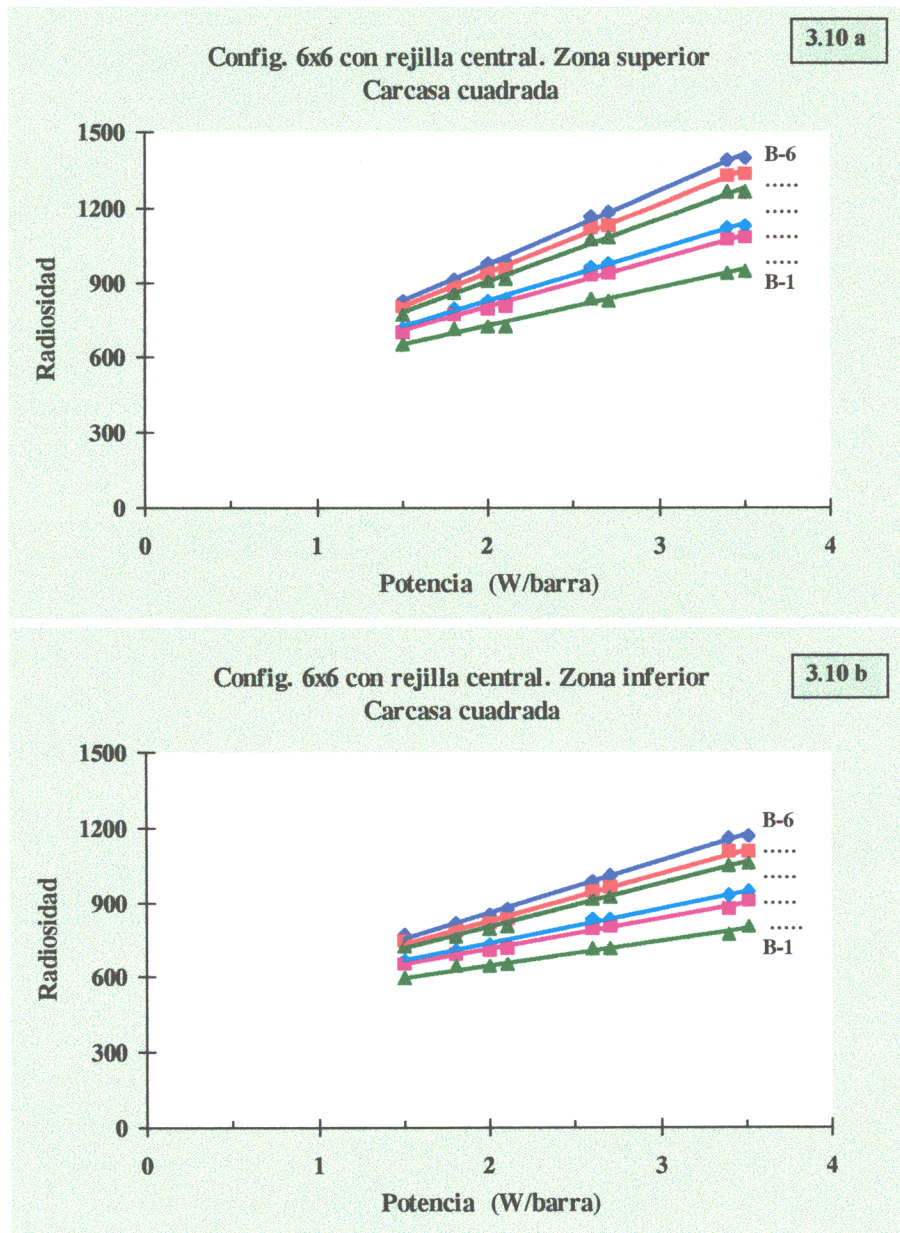


Figura 3.10. Valores de las radiosidades de zonas de barras (W/m^2) en función de la potencia, para un sistema de configuración 6X6 provisto de rejilla central y carcasa cuadrada ($L_C = 16.4$ cm). Espaciado de 1.62 cm

3.3.3. - Calor neto transferido por radiación

El flujo neto de calor transferido por radiación en la superficie de barra viene dado por la ecuación 3.3. Este flujo de calor es positivo en las barras porque emiten más calor del que reciben y negativo en la carcasa que recibe más calor del que emite.

El caudal de calor neto transferido por radiación desde cada barra del sistema se calcula como el producto del flujo de calor neto, $(q_{rad})_i$ por la superficie de transferencia de barra, A_i ,

$$(Q_{rad})_i = (q_{rad})_i A_i \quad (3.19)$$

A partir del caudal de calor eléctrico suministrado a cada una de las barras del sistema y el caudal de calor neto transferido por radiación desde éstas, se puede conocer el porcentaje global de calor transferido por radiación en el sistema (constituido por m barras) como la relación entre ambos valores,

$$(\%_{rad})_G = \frac{100}{m} \sum_{i=1}^m \frac{(Q_{rad})_i}{(Q_{elect.})_i} \quad (3.20)$$

La transferencia de calor por radiación en los distintos sistemas estudiados se muestra en las figuras 3.11 a 3.18, en función de la potencia eléctrica total suministrada al sistema, en unidades de vatios. Se observan variaciones lineales del calor neto por radiación con la potencia, de modo que las pendientes representan el porcentaje global de calor transferido por radiación en cada caso.

La figura 3.11 refleja la participación de la radiación en un sistema constituido por una sola barra y una carcasa que tiene diferentes diámetros. Se observa como el porcentaje de radiación aumenta ligeramente, del 23 al 29%, con el diámetro de carcasa. Las figuras 3.12, 3.13 y 3.14 muestran los porcentajes de radiación en sistemas de barras rodeados de carcasa cilíndrica ($D_C = 34.5$ cm) correspondientes a tres diferentes espaciados entre barras, 2.60, 2.08 y 1.62 cm. Se observa como los porcentajes de radiación son máximos para el sistema con el mínimo espaciado entre barras, 1.62 cm. Para sistemas con un mismo espaciado entre barras, la contribución de la radiación aumenta al disminuir la multiplicidad del haz. Los porcentajes de radiación varían desde valores del 28% para un sistema de configuración 5x5 y espaciado de 2.60 cm, hasta valores del 44% para un sistema de configuración 3x3 y espaciado de 1.62 cm.

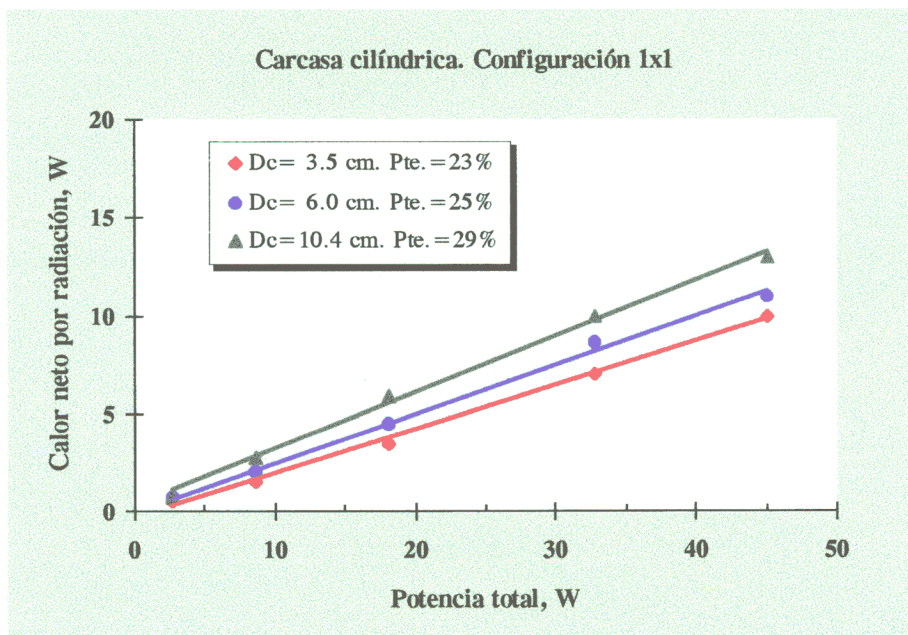


Figura 3.11. Variación del calor neto transferido por radiación en función de la potencia eléctrica, para diferentes diámetros de carcasa, en un sistema de configuración 1x1

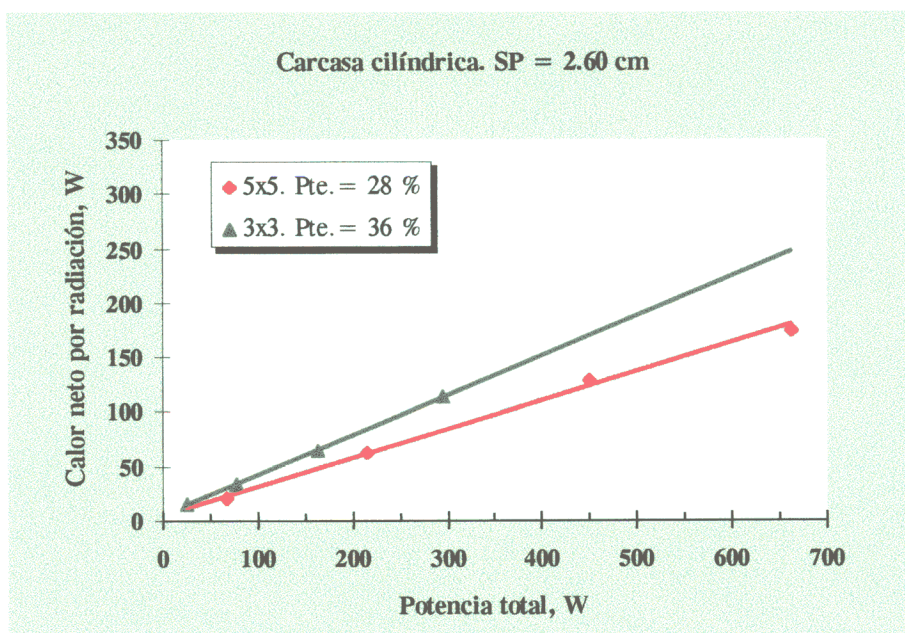


Figura 3.12. Variación del calor neto transferido por radiación en función de la potencia eléctrica, para haces de diferente multiplicidad. Carcasa cilíndrica ($D_c = 34.5 \text{ cm}$). Espaciado de 2.60 cm

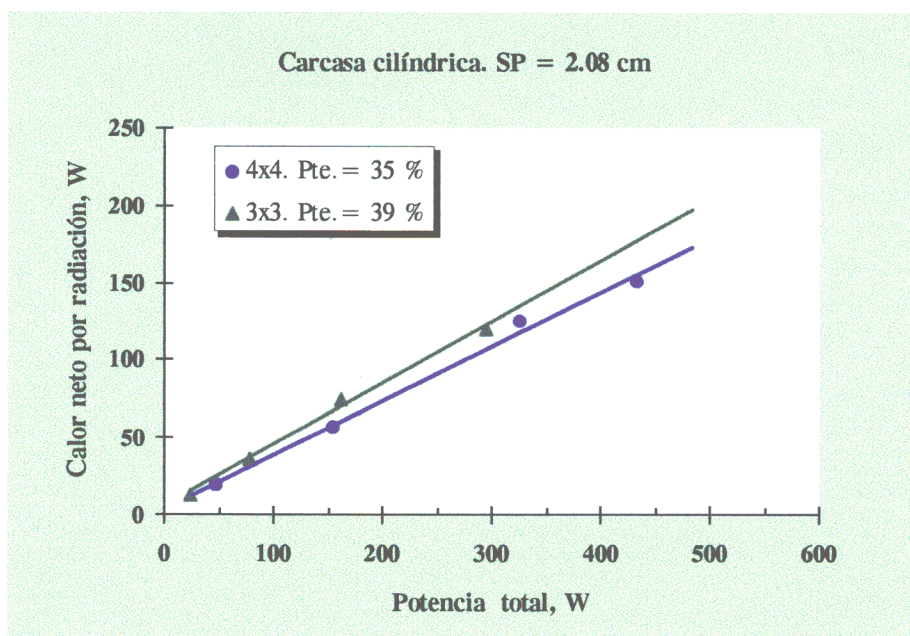


Figura 3.13. Variación del calor neto transferido por radiación en función de la potencia eléctrica, para haces de diferente multiplicidad. Carcasa cilíndrica ($D_C = 34.5$ cm). Espaciado de 2.08 cm

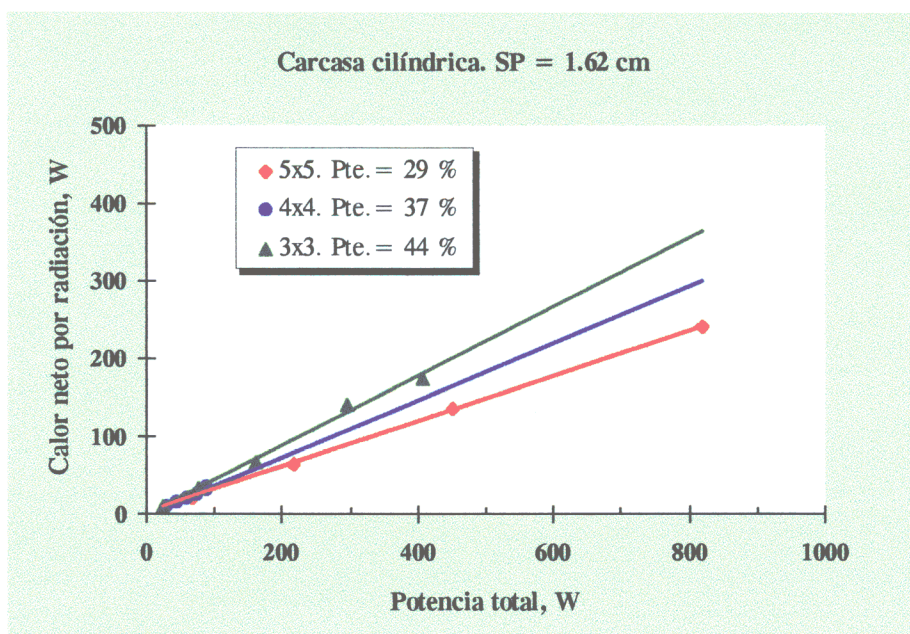


Figura 3.14. Variación del calor neto transferido por radiación en función de la potencia eléctrica, para haces de diferente multiplicidad. Carcasa cilíndrica ($D_C = 34.5$ cm). Espaciado de 1.62 cm

En los sistemas de configuración 5x5 el porcentaje de radiación aumenta ligeramente del 28% al 29% cuando se disminuye el espaciado de 2.60 a 1.62 cm, respectivamente. En los sistemas de configuración 4x4 la contribución de la radiación supone el 35% para espaciado de 2.08 cm y el 37% para espaciado de 1.62 cm. En los sistemas de configuración 3x3 se observan porcentajes de radiación del 36, 39 y 44% para espaciados de 2.60, 2.08 y 1.62 cm, respectivamente.

La figura 3.15 indica los porcentajes de radiación en sistemas de múltiples barras, 2x2, 4x4 y 6x6, rodeados de carcasa con geometría cuadrada. Se observan porcentajes del 57, 52 y 42% para sistemas de configuraciones 2x2, 4x4 y 6x6, respectivamente. Por tanto la contribución de la radiación disminuye notablemente con la multiplicidad del haz. Estos porcentajes de radiación son superiores a los obtenidos en sistemas con carcasa cilíndrica debido a las diferentes geometrías y emisividad de ambos tipos de carcasa.

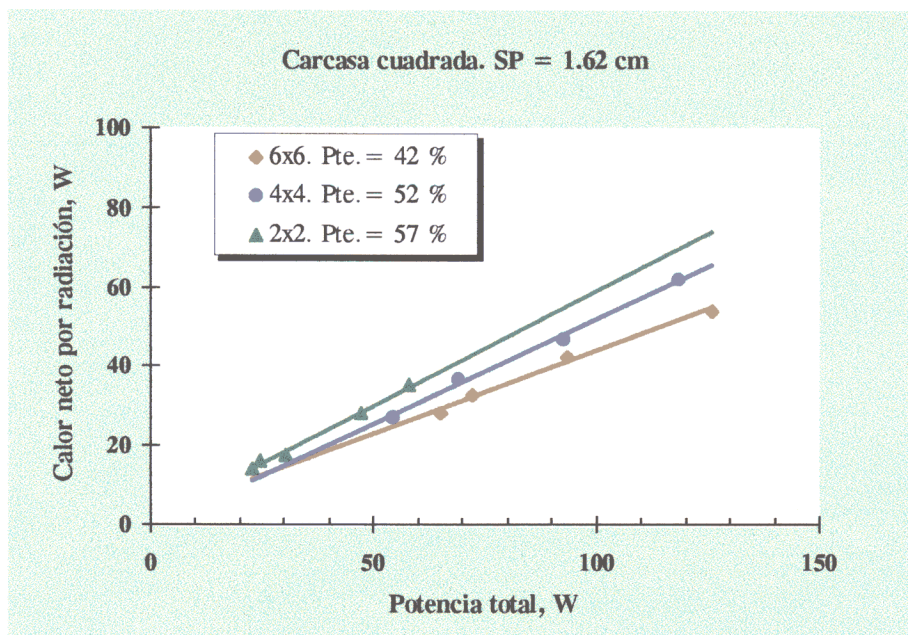


Figura 3.15. Variación del calor neto transferido por radiación en función de la potencia eléctrica, para diferentes configuraciones de haz. Carcasa cuadrada ($L_C = 16.4$ cm). Espaciado de 1.62 cm

Las figuras 3.16 y 3.17 representan, para carcasa de geometría cilíndrica y cuadrada, el calor neto transferido por radiación frente a la potencia total suministrada en sistemas de configuración 4x4 provistos de rejilla central espaciadora. En ambos casos se han estudiado las zonas superior e

inferior del haz. Para el sistema de carcasa cilíndrica se obtienen porcentajes del 58 y 39 % para la zona superior e inferior del haz, respectivamente, mientras que con el sistema de carcasa cuadrada estos porcentajes son del 62 y 53 %, respectivamente. En ambos casos se observan porcentajes de radiación más altos en la zona superior del haz que en la zona inferior debido al mayor nivel térmico de aquella. Las diferencias entre los porcentajes de radiación en las zonas del haz son mayores en el sistema de carcasa cilíndrica, donde la contribución de la radiación llega a ser un 50% mayor en la zona superior que en la zona inferior del haz. En esta zona, la contribución de la radiación es aproximadamente una tercera parte mayor en el sistema de carcasa cuadrada que en el de carcasa cilíndrica, mientras que para la zona superior las diferencias son algo más pequeñas.

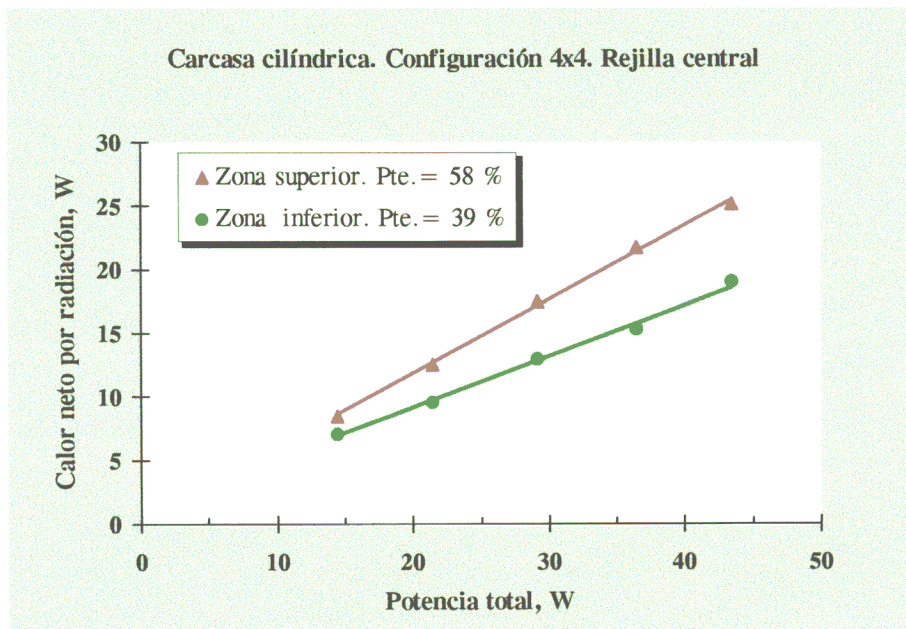


Figura 3.16. Variación del calor neto transferido por radiación en función de la potencia eléctrica, para un haz de configuración 4x4 provisto de rejilla central.
Carcasa cilíndrica ($D_c = 34.5$ cm)

En la figura 3.18 se indican los porcentajes de radiación de las zonas superior e inferior en un haz de configuración 6x6 provisto de rejilla central espaciadora y carcasa cuadrada. La radiación supone el 54% del calor eléctrico suministrado al sistema para la zona superior del haz y del 41% para la zona inferior. Ambos porcentajes de radiación son inferiores a los indicados en la figura 3.17 correspondiente a un sistema de configuración 4x4 y carcasa cuadrada, lo que coincide con lo observado en sistemas de configuración 3x3 y 5x5 de carcasa cilíndrica y sin rejilla central.

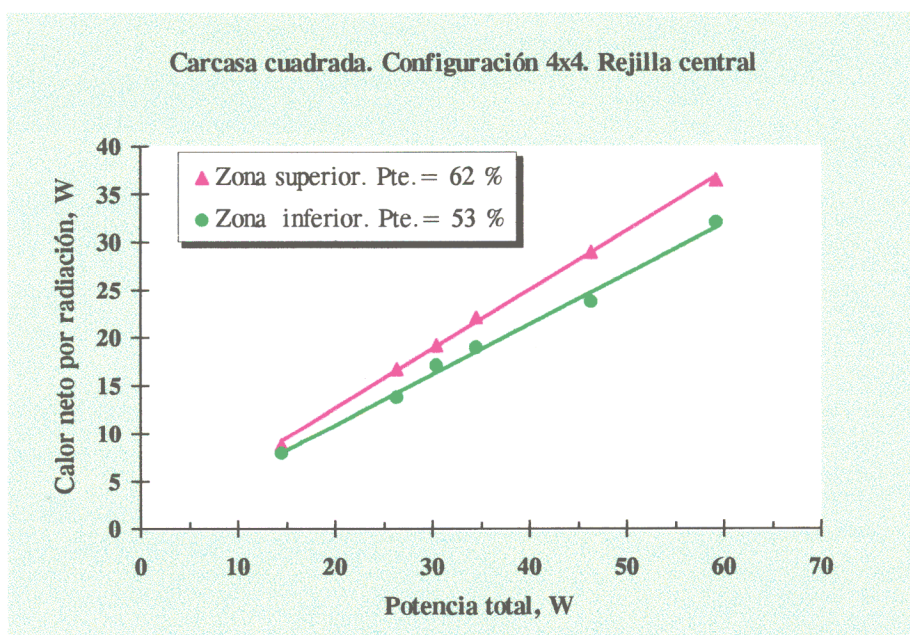


Figura 3.17. Variación del calor neto transferido por radiación en función de la potencia eléctrica, para un haz de configuración 4x4 provisto de rejilla central.
Carcasa cuadrada ($L_C = 16.4$ cm)

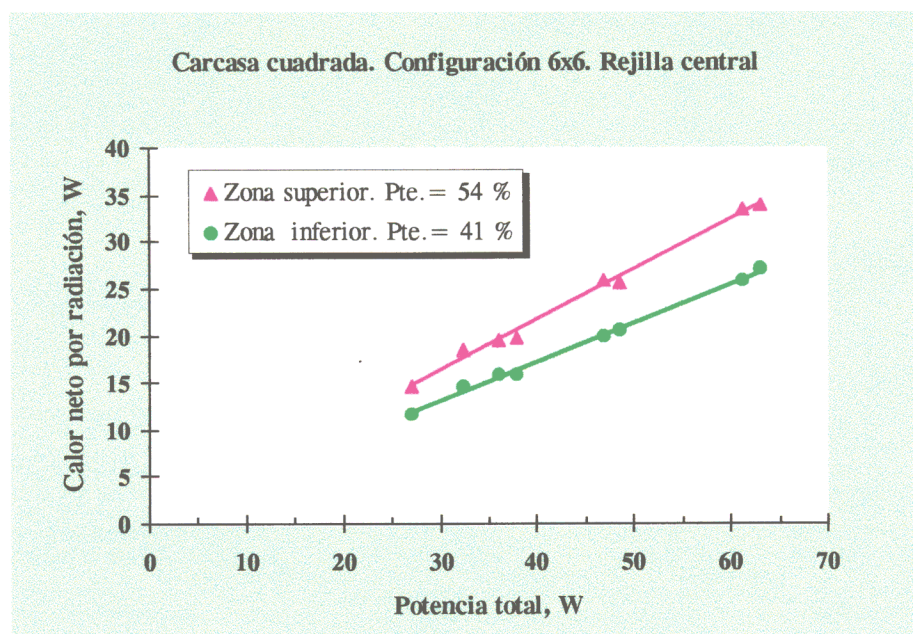


Figura 3.18. Variación del calor neto transferido por radiación en función de la potencia eléctrica, para un haz de configuración 6x6 provisto de rejilla central.
Carcasa cuadrada ($L_C = 16.4$ cm)

3.4. - Transferencia de calor por conducción

Las rejillas de los extremos y la rejilla central espaciadora del haz permiten la fijación y separación de las barras, asegurando la distancia deseada entre los focos calefactores del sistema. Sin embargo a través de estas rejillas se puede producir una transferencia de calor por conducción, que se traduce en pérdidas de calor en la zona de barra en contacto con la rejilla.

La presencia de la rejilla central espaciadora afecta directamente a la zona de barra inmediatamente inferior, pero sus efectos se extienden también a la zona superior de barra, provocando un descenso de su nivel térmico en unos pocos grados centígrados. En la zona inferior de barra, la rejilla central produce un perfil térmico longitudinal más acusado que cuando el sistema no posee esta rejilla. Debido a que los datos experimentales utilizados para los cálculos de la transferencia de calor en los sistemas con rejilla central son temperaturas medias en las zonas de barra, se puede considerar que la zona inferior de barra no resulta afectada térmicamente por la rejilla central, mientras que la zona superior de barra resulta afectada ligeramente con una disminución de su nivel térmico.

El estudio de la transferencia de calor por conducción en las rejillas requiere conocer la distribución de temperaturas en su interior, ya que siempre que existe un gradiente térmico hay un flujo de calor. Los experimentos realizados para cuantificar las pérdidas de calor por conducción, a través de las rejillas, se basan en la medida de temperaturas en diferentes puntos de éstas. Para ello fueron instrumentadas, en algunos experimentos, las rejillas central y superior del haz (ver figura 2.28 del capítulo anterior). En régimen estacionario se han realizado cinco medidas de temperaturas locales en cada rejilla para cuatro potencias eléctricas suministradas al sistema de barras, como quedó reflejado en la tabla 2.5 del capítulo anterior.

El caudal de calor transferido por conducción a través de la estructura de las rejillas se puede calcular utilizando la ecuación de Fourier,

$$Q_{conduc} = \frac{\Delta T}{l / (kA_l)} \quad (3.21)$$

siendo:

Q : caudal de calor transferido, W

ΔT : gradiente térmico entre dos nodos consecutivos de la rejilla, °C

l : longitud de la lámina del conductor, m

k : conductividad térmica del material de la rejilla, W/m °C

A_l : área de transferencia de la lámina del conductor, m²

$l/(kA_l)$: resistencia térmica a la transferencia de calor, °C/W

La expresión de la transferencia de calor por conducción es análoga al flujo de electricidad expresada por la ley de Ohm, de la teoría de los circuitos eléctricos. La intensidad de calor es equivalente a la intensidad eléctrica, la diferencia de temperatura es análoga a una diferencia de potencial y la resistencia térmica equivale a una resistencia eléctrica.

Cada celda de rejilla está delimitada por cuatro láminas de un cierto espesor y longitud. Las láminas interiores de cada rejilla tienen el mismo área de transferencia y menor al de las láminas exteriores. En la tabla 3.9 se indica las dimensiones de las láminas interior y exterior en ambas rejillas, así como el material de construcción y su conductividad térmica. La resistencia térmica de cada lámina, R , se obtiene a partir de su longitud, área de transferencia y conductividad térmica.

Tabla 3.9. Características de las rejillas del haz de barras

Tipo de rejilla	área lámina interior, cm ²	área lámina exterior, cm ²	longitud lámina, cm	material de construcción	k material (W/(m °C))
Espaciadora	0.253	0.412	1.62	zircaloy -2	11.8
Fijación	0.107	0.226	1.62	acero al carbono	53.5

En un circuito térmico, por analogía a uno eléctrico, se calcula la resistencia térmica equivalente a partir de las resistencias individuales de cada lámina. Para ello se utiliza una combinación de resistencias en serie y/o paralelo, como muestra la figura 3.19, correspondiente al cuadrante inferior derecho de las rejillas mostradas en la figura 2.28 del capítulo anterior. El caudal de calor transferido por conducción a través de la estructura completa de las rejillas se puede expresar como,

$$Q_{conduc} = 4 \frac{T_{max} - T_{min}}{(R_l)_{equiv}} \quad (3.22)$$

La intensidad de calor por unidad de tiempo que se pierde en las rejillas central y superior del haz

se obtiene a partir de la ecuación 3.22 y depende del gradiente térmico a través de dichas rejillas y de su resistencia térmica equivalente.

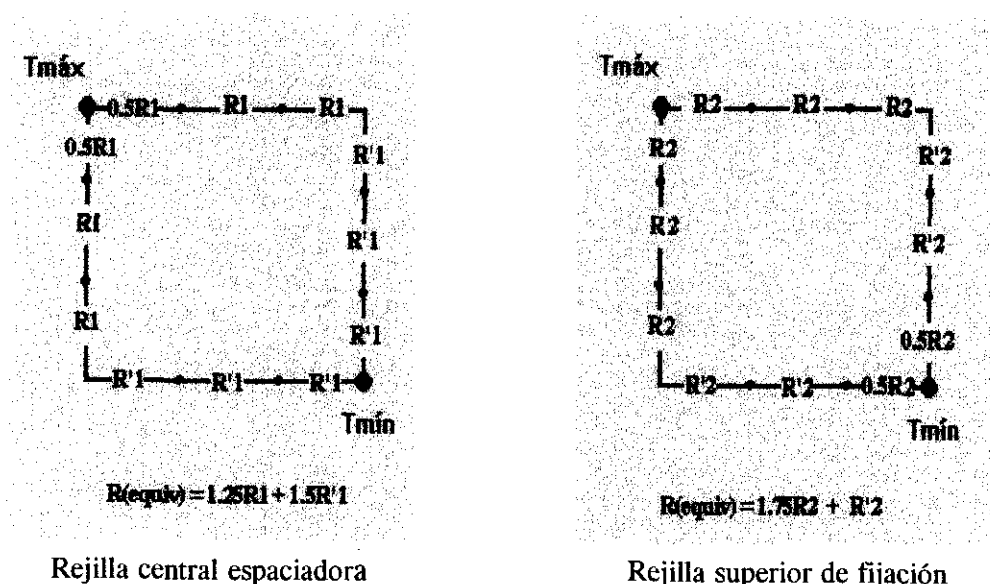


Figura 3.19. Resistencia térmica equivalente en un cuadrante de rejilla

La tabla 3.10 indica las pérdidas de calor por conducción a través de ambas rejillas, para varias potencias eléctricas, en un sistema de barras generadoras de calor. El porcentaje de pérdidas por conducción, en ambas rejillas, disminuye con la potencia suministrada al haz de barras. En la rejilla central espaciadora las pérdidas suponen una media del 3.4%, mientras que para la rejilla superior de fijación del haz las pérdidas son ligeramente mayores, con un porcentaje del 3.6%.

Tabla 3.10. Pérdidas de calor por conducción en las rejillas de un haz de barras

Tipo de rejilla	$(R_t)_{equiv}$ (°C/W)	Potencia (W)	$T_{m\acute{a}x} - T_{m\acute{i}n}$ (°C)	Q_{conduc} (W)	Pérdidas (%)
Espaciadora (central)	118	28.8	33	1.1	3.9
		52.8	55	1.8	3.6
		68.8	64	2.2	3.2
		92.8	84	2.8	3.0
Fijación (superior)	63	28.8	18	1.1	3.9
		52.8	33	2.0	3.7
		68.8	37	2.3	3.4
		92.8	49	3.1	3.3

3.5. - Transferencia de calor por convección

El calor neto transferido por radiación, como se estudió en el apartado anterior, era función de la multiplicidad del haz, espaciado entre barras y geometría de carcasa, así como de la presencia en el haz de una rejilla central espaciadora. Los calores netos transferidos por convección varían con los mismos parámetros, pero en sentido contrario, de modo que para mantener el balance total de calor en los sistemas, cuanto mayor es la contribución de la radiación menor es la de convección.

Cuando las pérdidas de calor por conducción a través de las rejillas que sujetan y separan las barras del haz es despreciable, el caudal de calor neto transferido por convección puede deducirse a partir de la diferencia entre el calor eléctrico suministrado y el caudal de calor neto transferido por radiación,

$$Q_{convec} = Q_{eléctrico} - Q_{radiac} \quad (3.23)$$

3.5.1. - Coeficientes de transferencia de calor por convección

El calor transferido por convección se cuantifica utilizando los coeficientes de transmisión de calor por convección, que son útiles para definir los números de Nusselt. Se utilizan coeficientes individuales y globales, dependiendo si están referidos a las barras individuales del sistema o al conjunto global, y en ambos casos tienen unidades de $W/(m^2 \text{ } ^\circ C)$.

A partir del caudal de calor neto transferido por convección en cada barra, se puede determinar el coeficiente individual de transferencia de calor por convección, mediante la expresión,

$$(h_c)_i = \frac{(Q_{convec})_i}{A_i(T_i - T_C)} \quad (3.24)$$

El coeficiente individual de convección está referido a la superficie lateral de barra, A_i , y al incremento de temperatura de barra, T_i , con respecto a la carcasa, T_C .

A partir de la suma de los caudales netos de calor transferidos por convección desde todas las barras del sistema y considerando el área equivalente de haz, se obtiene el coeficiente global de transferencia de calor por convección referido al incremento de temperatura máxima entre la barra central y la carcasa,

$$(h_c)_G = \frac{(Q_{convec})_{total}}{A_{equiv} (T_{max} - T_C)} \quad (3.25)$$

donde el área equivalente del haz depende de la geometría de la carcasa,

$$A_{equiv} = \begin{cases} \pi.d.M.L & (\text{carcasa cilíndrica}) \\ 4.d.M.L & (\text{carcasa cuadrada}) \end{cases}$$

siendo,

d : diámetro de barra, m

M : multiplicidad del haz o número de barras en su diagonal

L : longitud de barra o segmento de barra, m

Las tablas 3.11 a 3.16 recogen valores de los coeficientes individuales de transferencia de calor por convección en función de la potencia eléctrica y espaciado entre barras, para algunos de los sistemas de barras y carcasa estudiados.

La tabla 3.11 muestra el coeficiente individual de convección, que coincide con el global, para una configuración simple de barra rodeada de carcasa cilíndrica, función del espacio anular entre barra y carcasa (parámetro K). El coeficiente aumenta con la potencia suministrada a la barra y con el parámetro K , y sus valores se encuentran en el intervalo comprendido entre 3.71 a 6.74 W/(m² °C).

Las tablas 3.12 a 3.14 muestran valores del coeficiente individual de convección en sistemas de configuraciones 3x3, 4x4 y 5x5 con carcasa de geometría cilíndrica, para tres diferentes espaciados entre barras. En todos los casos se observa un aumento del valor de los coeficientes de convección con la potencia suministrada al sistema y con el espaciado entre barras. Para estos sistemas de configuración múltiple de barras, el coeficiente individual de convección alcanza un valor máximo en la barra más periférica del haz y un valor mínimo en la barra central. El intervalo de los valores mostrado en las tablas abarca desde 0.21 hasta 11.05 W/(m² °C). El valor mínimo corresponde a la barra central de un sistema de configuración 5x5 y espaciado mínimo entre barras de 1.62 cm, mientras que el valor máximo se refiere a la barra más periférica del mismo sistema anterior, pero con el espaciado máximo entre barras de 2.60 cm.

Dado que los valores del coeficiente individual de convección de barra aumenta con el parámetro K ,

el valor más elevado de dicho coeficiente no aparece en estas tablas y se corresponde a la barra más periférica de un sistema de configuración 5x5, espaciado de 2.60 cm la y carcasa de mayor diámetro ($K=7.8$), cuyo valor es de $11.96 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$.

Tabla 3.11. Valores de los coeficientes individuales de transferencia de calor por convección, en un haz de configuración 1x1 y carcasa cilíndrica

Potencia (W/barra)	$h_c \text{ (W}/(\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}))$		
	K=2.7	K=4.6	K=8.0
2.7	3.71	3.72	3.76
8.6	4.69	4.73	4.94
18.0	5.31	5.33	5.71
32.7	5.72	6.02	6.13
45.0	6.10	6.56	6.74

Tabla 3.12. Valores de los coeficientes individuales de transferencia de calor por convección, en un haz de configuración 3x3 y carcasa cilíndrica ($K= 2.7$)

Espaciado (cm)	Potencia (W/barra)	$h_c \text{ (W}/(\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}))$		
		Barra 3	Barra 2	Barra 1
2.60	2.7	5.63	6.03	6.55
	5.7	6.22	7.47	7.95
	8.6	7.39	8.19	8.33
	18.0	7.55	8.54	9.22
2.08	2.7	3.65	3.75	4.73
	5.7	4.61	4.74	5.14
	8.6	4.59	5.17	6.17
	18.0	5.26	5.71	6.88
	32.7	5.76	6.06	7.31
	53.7	6.05	6.97	7.99
1.62	2.7	0.22	1.49	2.95
	8.6	0.29	1.82	4.30
	18.0	0.34	2.28	4.99
	32.7	0.35	2.31	5.56
	45.0	0.51	2.39	5.98

Tabla 3.13. Valores de los coeficientes individuales de transferencia de calor por convección, en un haz de configuración 4x4 y carcasa cilíndrica ($K=3.4$)

Espaciado (cm)	Potencia (W/barra)	h_c (W/(m ² °C))		
		Barra 3	Barra 2	Barra 1
2.08	3.0	2.32	3.63	5.10
	9.7	3.48	4.73	5.37
	20.3	4.31	5.56	5.86
	27.1	4.82	6.32	8.33
1.62	1.8	0.39	1.21	2.32
	2.7	0.53	1.28	2.37
	3.6	0.70	1.39	2.69
	4.5	0.73	1.58	2.86
	5.4	0.76	1.62	2.95

Tabla 3.14. Valores de los coeficientes individuales de transferencia de calor por convección, en un haz de configuración 5x5 y carcasa cilíndrica ($K=2.7$)

Espaciado (cm)	Potencia (W/barra)	h_c (W/(m ² °C))					
		Barra 6	Barra 5	Barra 4	Barra 3	Barra 2	Barra 1
2.60	2.7	3.28	4.41	4.96	6.25	7.21	8.03
	8.6	5.27	5.39	5.86	6.73	7.35	8.70
	18.0	5.80	6.01	6.17	7.04	7.53	9.48
	26.5	6.21	6.35	6.64	7.46	8.07	11.05
1.62	2.7	0.21	0.40	0.69	2.08	2.74	6.03
	8.6	0.26	0.52	0.81	3.23	3.81	7.36
	18.0	0.36	0.55	0.81	2.72	4.19	8.20
	32.7	0.58	0.63	0.95	3.32	4.83	9.04

En las tablas 3.15 y 3.16, aparecen algunos valores de los coeficientes individuales de convección para las dos zonas de barras que resultan de dividir el haz en dos mitades por una rejilla central espaciadora. Se muestran valores de los coeficientes de barra en una configuración 4x4 con carcasas de geometría cilíndrica y cuadrada, así como los correspondientes a una configuración 6x6 y carcasa cuadrada. Para cada tipo de configuración se indican los valores de los coeficientes tanto en la zona superior como inferior de barra. Se observa que los coeficientes individuales aumentan con la potencia suministrada y son mayores en las barras periféricas del haz. Para todas las potencias utilizadas se observa que la zona superior de barra tiene valores de los coeficientes inferiores a los de la zona inferior.

Tabla 3.15. Valores de los coeficientes individuales de transferencia de calor por convección, en un haz de configuración 4x4. SP = 1.62 cm.
Rejilla central espaciadora.

a) Zona superior

Geometría de carcasa	Potencia (W/barra)	h_c (W/(m ² °C))		
		Barra 3	Barra 2	Barra 1
Cilíndrica (D _c =17.8 cm)	1.8	0.18	0.74	1.38
	2.7	0.19	0.83	1.52
	3.6	0.28	0.85	1.52
	4.5	0.29	0.89	1.64
	5.4	0.32	0.92	1.66
Cuadrada (L _c =16.4 cm)	1.8	0.27	0.63	1.19
	3.3	0.28	0.63	1.28
	3.8	0.37	0.68	1.36
	4.3	0.39	0.71	1.41
	5.8	0.39	0.80	1.72
	7.4	0.44	0.91	1.85

b) Zona inferior

Geometría de carcasa	Potencia (W/barra)	h_c (W/(m ² °C))		
		Barra 3	Barra 2	Barra 1
Cilíndrica (D _c =17.8 cm)	1.8	0.29	1.00	1.83
	2.7	0.38	1.16	2.16
	3.6	0.39	1.17	2.27
	4.5	0.52	1.27	2.34
	5.4	0.57	1.38	2.38
Cuadrada (L _c =16.4 cm)	1.8	0.33	0.80	1.30
	3.3	0.46	0.85	1.42
	3.8	0.49	0.94	1.49
	4.3	0.51	0.95	1.59
	5.8	0.55	1.12	1.78
	7.4	0.60	1.23	1.92

Tabla 3.16. Valores de los coeficientes individuales de transferencia de calor por convección, en un haz de configuración 6x6 y carcasa cuadrada. SP = 1.62 cm
Rejilla central espaciadora

a) Zona superior

Potencia (W/barra)	h_c (W/(m ² °C))					
	Barra 6	Barra 5	Barra 4	Barra 3	Barra 2	Barra 1
1.5	0.32	0.36	0.45	0.74	0.76	1.18
1.8	0.36	0.37	0.47	0.78	0.79	1.27
2.0	0.39	0.42	0.49	0.82	0.91	1.53
2.1	0.39	0.42	0.52	0.82	0.92	1.54
2.6	0.40	0.42	0.53	0.84	0.93	1.57
2.7	0.41	0.43	0.53	0.89	0.97	1.58
3.4	0.41	0.44	0.54	0.90	0.98	1.64
3.5	0.45	0.44	0.56	0.92	1.02	1.67

b) Zona inferior

Potencia (W/barra)	h_c (W/(m ² °C))					
	Barra 6	Barra 5	Barra 4	Barra 3	Barra 2	Barra 1
1.5	0.41	0.50	0.62	1.02	1.03	1.88
1.8	0.45	0.55	0.66	1.03	1.05	1.94
2.0	0.48	0.62	0.69	1.10	1.16	1.95
2.1	0.56	0.66	0.77	1.10	1.25	2.04
2.6	0.59	0.68	0.78	1.17	1.31	2.07
2.7	0.59	0.70	0.79	1.25	1.35	2.27
3.4	0.65	0.75	0.81	1.30	1.46	2.42
3.5	0.69	0.79	0.86	1.32	1.58	2.65

Las tablas 3.17 y 3.18 muestran valores de los coeficientes globales de transferencia de calor por convección, para algunos sistemas múltiples de barras. La tabla 3.17 recoge valores de los coeficientes globales para las configuraciones 3x3, 4x4 y 5x5, con diferentes espaciados entre barras, cuando la carcasa tiene geometría cilíndrica. La tabla 3.18 muestra valores de los coeficientes globales en las zonas superior e inferior del haz, cuando éste lleva incorporado una rejilla central espaciadora, para carcasas de geometría cilíndrica y cuadrada.

Los valores de los coeficientes globales de convección aumentan con la potencia suministrada y el espaciado entre barras y se encuentran en el rango comprendido entre 1.7 y 31.7 W/m² °C. Estos valores corresponden, respectivamente, a la potencia mínima de la zona superior de un sistema de

configuración 4x4 con carcasa cuadrada, con espaciado de 1.62 cm, y a la potencia máxima de un sistema de configuración 5x5 con carcasa cilíndrica y espaciado de 2.60 cm.

Tabla 3.17. Valores de los coeficientes globales de transferencia de calor por convección, en diferentes sistemas de carcasa cilíndrica ($K = 2.7$ ó 3.4 ^(*))

Tipo de configuración	Espaciado (cm)	Potencia (W)	$(h_c)_G$ (W/(m ² °C))
3x3	2.60	24.3	16.78
		51.3	19.41
		77.4	22.09
		162.0	23.21
	2.08	24.3	10.59
		51.3	12.89
		77.4	13.89
		162.0	15.88
		294.3	17.22
		483.3	19.07
	1.62	24.3	4.65
		77.4	6.26
		162.0	7.87
		294.3	9.06
		405.0	9.88
4x4	2.08	48.0	11.11
		155.2	15.00
		324.8	18.29
		433.6	21.19
	1.62	28.8	3.77
		43.2	4.01
		57.6	4.86
		72.0	5.19
5x5	2.60	86.4	5.36
		67.5	20.57
		215.0	27.21
		450.0	29.48
	1.62	662.5	31.70
		67.5	6.15
		215.0	8.43
		450.0	10.62
		817.5	14.48

(*) corresponde a sistemas de configuración 4x4

Tabla 3.18. Valores de los coeficientes globales de transferencia de calor por convección, en un haz de configuración múltiple de barras provisto de rejilla central espaciadora

Geometría de carcasa	Tipo de configuración	Potencia (W)	$(h_c)_G$ (W/(m ² °C))	
			Zona Superior	Zona Inferior
Cilíndrica ($D_C=17.8$ cm)	4x4	14.4	2.26	3.04
		21.6	2.65	3.74
		28.8	2.78	3.83
		36.0	2.86	4.07
		43.2	2.97	4.43
Cuadrada ($L_C=16.4$ cm)	4x4	14.4	1.70	2.00
		26.4	1.86	2.21
		30.4	1.89	2.35
		34.4	1.94	2.49
		46.4	2.20	3.04
		59.2	2.52	3.15
	6x6	27.0	2.01	2.77
		32.4	2.12	2.83
		36.0	2.37	3.09
		37.8	2.42	3.39
		46.8	2.45	3.51
		48.6	2.46	3.53
		61.2	2.61	3.78
		63.0	2.64	3.84

Los coeficientes globales de transferencia de calor por convección, para una misma potencia eléctrica, son de hasta un 50 % más elevados en la zona inferior de barra que en la zona superior de ésta. Los valores de los coeficientes globales, para la zona superior e inferior de la configuración 4x4, son más pequeños en el sistema de carcasa cuadrada que el de carcasa cilíndrica, debido a que el cálculo de la superficie equivalente de transferencia de calor considerada es diferente (ver ecuación 3.25). También los valores de los coeficientes globales en sistemas con carcasa de geometría cuadrada aumentan con la multiplicidad del haz, tanto en la zona superior como inferior de barra.

3.5.2. - Número de Nusselt

El número adimensional de Nusselt se obtiene a partir del coeficientes individual o global de transferencia de calor por convección, la conductividad térmica del aire y un parámetro geométrico relacionado con una longitud. Se definen dos números de Nusselt, uno individual y otro global tipo *annulus*,

- Nusselt individual, definido para cada barra. Está referido al coeficiente individual de transferencia de calor, h_c , y al diámetro de barra, d ,

$$Nu_d = \frac{h_c d}{k_f} \quad (3.26)$$

- Nusselt global tipo annulus, definido para el haz completo de barras. Está referido al coeficiente global de transferencia de calor, $(h_c)_G$ y al parámetro longitudinal “ a ”, dado por la diferencia entre el diámetro de la carcasa cilíndrica y el diámetro equivalente del haz, o bien entre el lado de la carcasa cuadrada y el lado equivalente del haz,

$$Nu_a = \frac{(h_c)_G a}{k_f} \quad (3.27)$$

Cada uno de los números adimensionales de Nusselt definidos anteriormente se correlacionan con sus respectivos números de Rayleigh (individual ó global *annulus*), definidos para los mismos parámetros longitudinales,

$$Ra_d = \frac{g\beta d^3 (T - T_C)}{\alpha_f \nu_f} \quad (3.28)$$

$$Ra_a = \frac{g\beta a^3 (T_{max} - T_C)}{\alpha_f \nu_f} \quad (3.29)$$

La diferencia de temperatura considerara en la expresión del Rayleigh individual son los valores medios de barra, T , y carcasa, T_C , mientras que para el número de Rayleigh global tipo *annulus* se consideran las temperaturas medias de la barra central (de valor máximo) y de la carcasa.

En las expresiones de Nusselt y Rayleigh, las propiedades termofísicas del aire (conductividad térmica, viscosidad cinemática y difusividad térmica) son calculadas a una temperatura dada como la media aritmética entre barra y carcasa. Los valores de las propiedades termofísicas del aire, función de la temperatura, se recogen en las figuras y ecuaciones del apéndice D.

A continuación se estudian los Nusselt individuales de barra y globales del haz para sistemas rodeados de carcasa con geometría cilíndrica y cuadrada.

3.5.2.1. - Nusselt individual de barra

El número individual de Nusselt está relacionado con el calor transferido por convección desde cada barra, reflejado en los coeficientes individuales correspondientes. En cada sistema experimental utilizado se ha variado la potencia eléctrica suministrada, obteniéndose diferentes valores de temperatura medias de barras y carcasa. La diferencia entre estas temperaturas se utiliza en el cálculo del coeficiente individual de transferencia de calor por convección así como para el cálculo directo del número individual de Rayleigh, Ra_d . El parámetro longitudinal característico utilizado en la definición de los números de Nusselt y Rayleigh individuales es el diámetro de barra, d .

Ha sido posible correlacionar estos dos números adimensionales mediante una expresión de la forma,

$$\log(Nu_d) = \log c_1 + n \log(Ra_d) \quad (3.30)$$

Carcasa cilíndrica

Los experimentos realizados con carcasa cilíndrica se basan en una combinación de variables donde interviene el diámetro de la carcasa, la posición de la barra dentro del haz, el espaciado entre barras y el efecto de la partición del haz mediante una rejilla central espaciadora. A continuación se muestra la influencia de cada una de estas variables en las correlaciones del Nusselt individual de barra frente al Rayleigh correspondiente.

El efecto del diámetro de la carcasa se muestra en la figura 3.20 donde se ha representado el número de Nusselt individual, frente al Rayleigh correspondiente, para un sistema de configuración simple rodeado de carcasas cilíndricas de diferentes diámetros. Se observa como el Nusselt aumenta con el diámetro de la carcasa debido al mayor espacio de que dispone la barra para disipar su calor por convección al medio refrigerante.

En sistemas de configuraciones múltiples, las barras que constituyen el haz ocupan posiciones diferentes y la distancia que las separa de la carcasa varía, siendo máxima para la barra central y mínima para la barra más periférica del haz. La posición de la barra dentro del haz es un factor que influye notablemente en los valores de los números de Nusselt individuales.

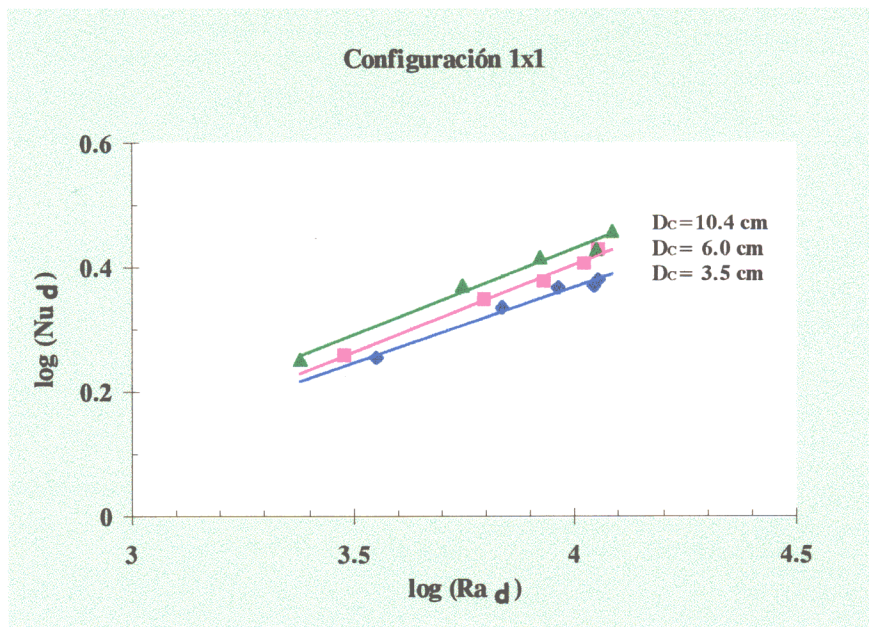


Figura 3.20. Nusselt individual de barra frente al Rayleigh, función del diámetro de la carcasa, para un sistema de configuración 1x1 y carcasa cilíndrica

La figura 3.21 representa los números de Nusselt individuales para las seis barras representativas de un sistema de configuración 5x5, con un espaciado entre barras anexas de 2.60 cm y un diámetro de carcasa de 50.9 cm. La barra 1 tiene los más altos números de Nusselt, lo cual es consecuencia directa de su posición más periférica en el haz. Por el contrario la barra 6, situada en el centro del haz, tiene los números de Nusselt más bajos.

La figura 3.22 muestra los valores de los números de Nusselt individuales de barra para un sistema de la misma configuración que en el caso anterior, pero con un espaciado entre barras anexas de 1.62 cm. Se observa como los valores de los Nusselt abarcan un intervalo más amplio que en el caso anterior de espaciado de 2.60 cm, debido a que se dan valores extremadamente pequeños de los Nusselt individuales en las barras internas del haz, de un orden de magnitud inferiores a los Nusselt de la barra más periférica, con lo cual su contribución a la disipación de calor por convección es pequeña.

La influencia del espaciado entre barras se muestra en las figuras 3.23a y 3.23b, donde se representan los Nusselt individuales de la barra más periférica y central para una configuración 3x3, con tres espaciados diferentes entre barras, y una carcasa cilíndrica con diámetro de 17.8 cm. Se observa que los Nusselt individuales de barra aumentan con el espaciado y la barra más periférica del haz muestra valores más altos del Nusselt que la barra central.

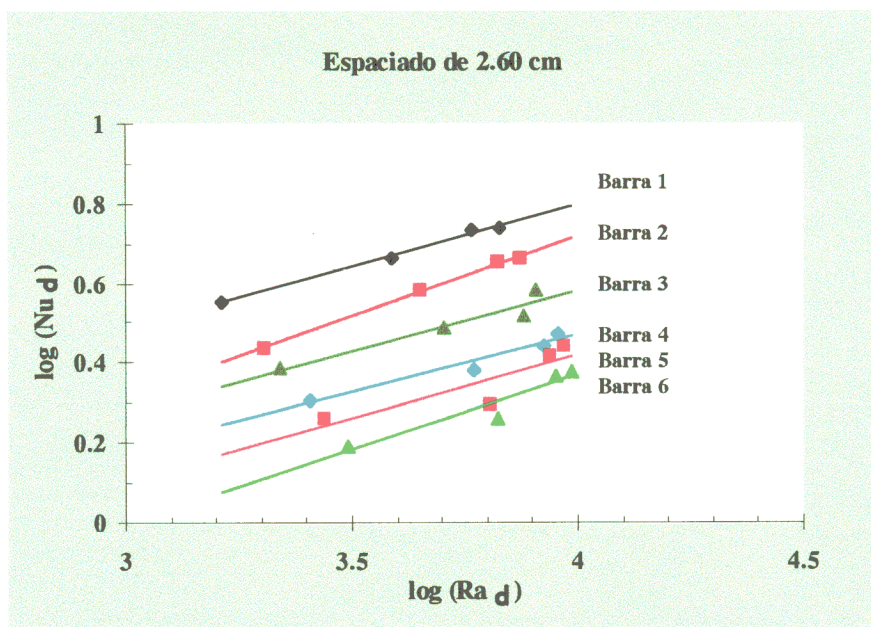


Figura 3.21. Nusselt individual de barra frente al Rayleigh, función de la posición de barra, para un sistema de configuración 5x5 y carcasa cilíndrica ($D_C = 50.9$ cm). Espaciado de 2.60 cm

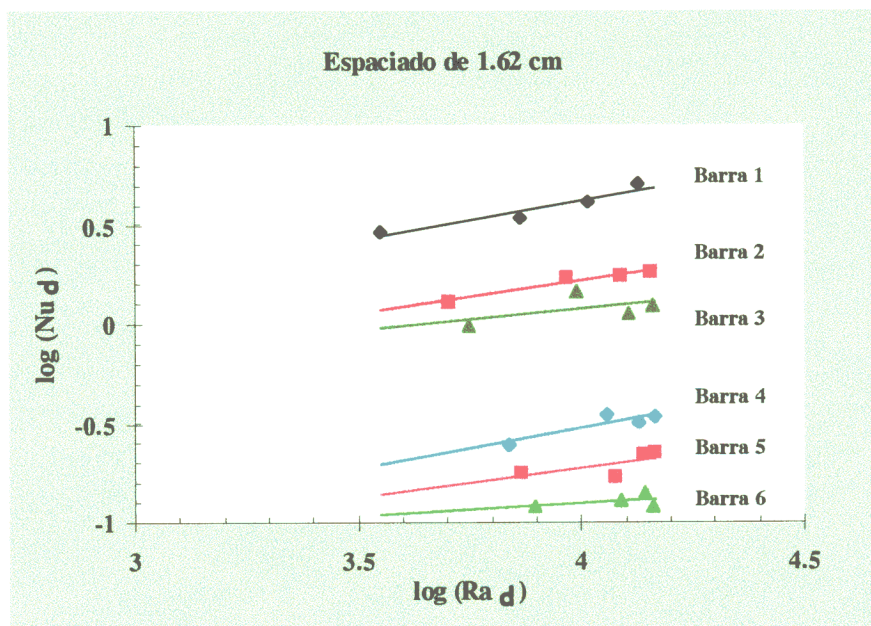


Figura 3.22. Nusselt individual de barra frente al Rayleigh, función de la posición de barra, para un sistema de configuración 5x5 y carcasa cilíndrica ($D_C = 50.9$ cm). Espaciado de 1.62 cm

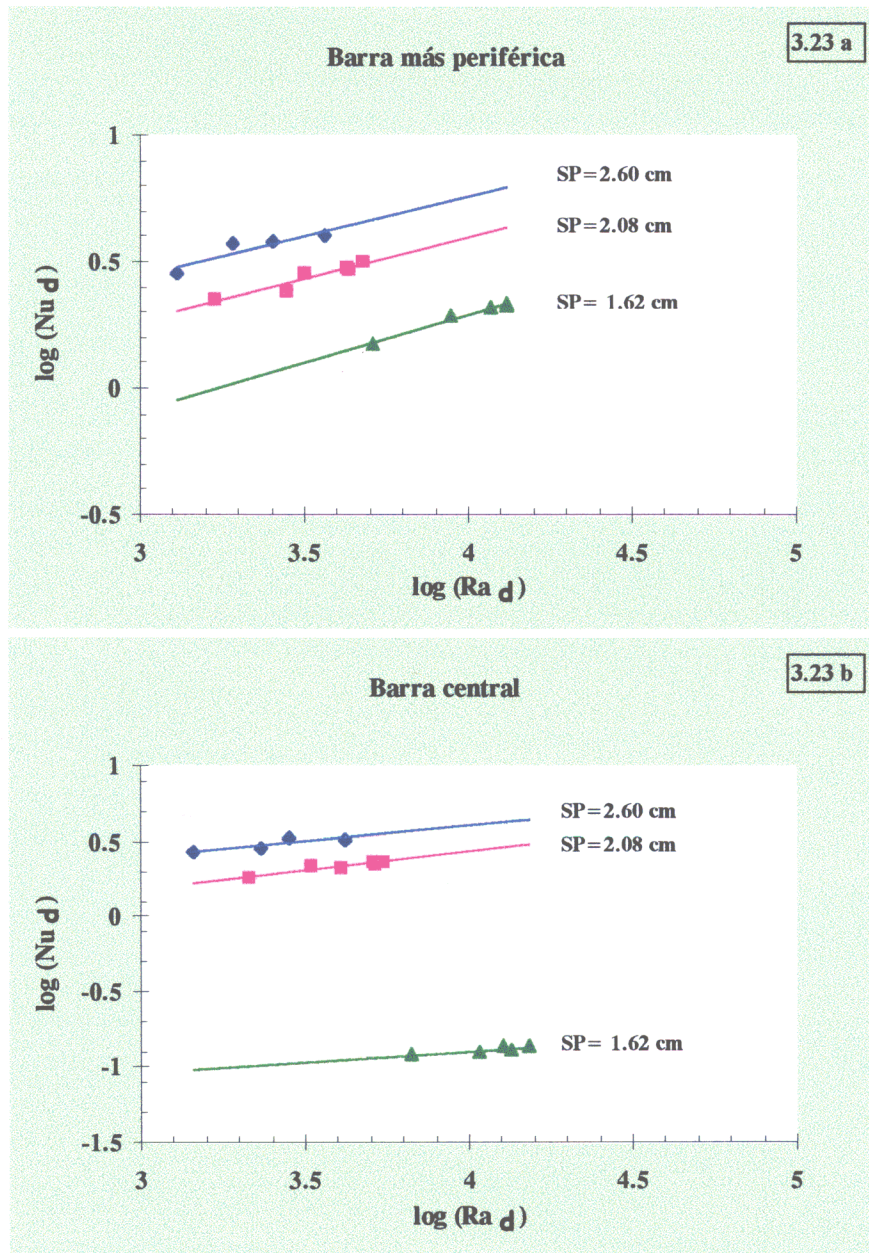


Figura 3.23. Nusselt individual de barra frente al Rayleigh, función del espaciado entre barras, para un sistema de configuración de 3x3 y carcasa cilíndrica ($D_c = 17.8$ cm)

Las figuras 3.24a y 3.24b muestran la influencia de la rejilla espaciadora en los Nusselt individuales de barra en un sistema de configuración 4x4 y carcasa cilíndrica de 34.5 cm de diámetro, cuando el haz dispone en su centro de una rejilla de este tipo. Se considera la barra dividida en dos mitades, con lo cual aparecen dos representaciones del número de Nusselt, una para la zona superior y otra

para la inferior. Se observa como los Nusselt de la zona inferior de barra son más altos que los correspondientes a la zona superior, debido a la diferente superficie libre de paso de las rejillas inferior y central, desde donde se inician las capas límites térmica y de velocidad.

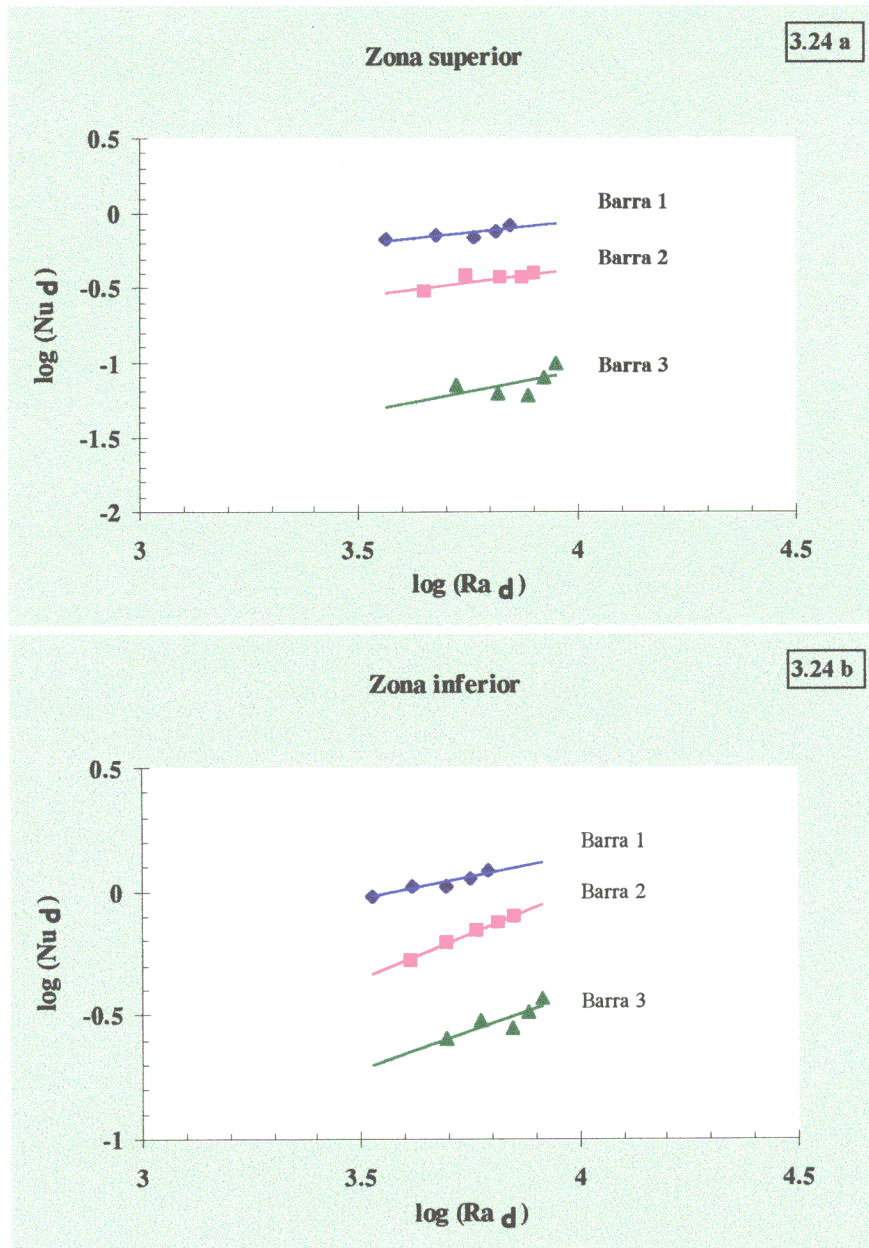


Figura 3.24. Nusselt individual de barra frente al Rayleigh, función de la presencia de la rejilla central, para un sistema de configuración de 4x4 y carcasa cilíndrica ($D_c = 34.5$ cm)

La influencia del tipo de rejilla influye sobre todo en la barra central del haz (Barra 3), donde se observa como su zona superior tiene valores del número de Nusselt bastante más pequeños que los de su zona inferior.

Carcasa cuadrada

Los resultados obtenidos con carcasa cuadrada se refieren a sistemas de configuraciones múltiples de barras, donde se ha mantenido fijo el tamaño de la carcasa. Con objeto de estudiar la influencia de la posición de la barra en un sistema rodeado de carcasa cuadrada, se ha representado en la figura 3.25 el número de Nusselt individual frente al Rayleigh, para un sistema de configuración 6x6. Las correlaciones obtenidas para las seis barras representativas muestran como la barra más periférica del haz (Barra 1) tiene los Nusselt mas elevados, mientras que la barra central (Barra 6) presenta valores muy pequeños, unas diez veces inferiores a los de la barra más periférica.

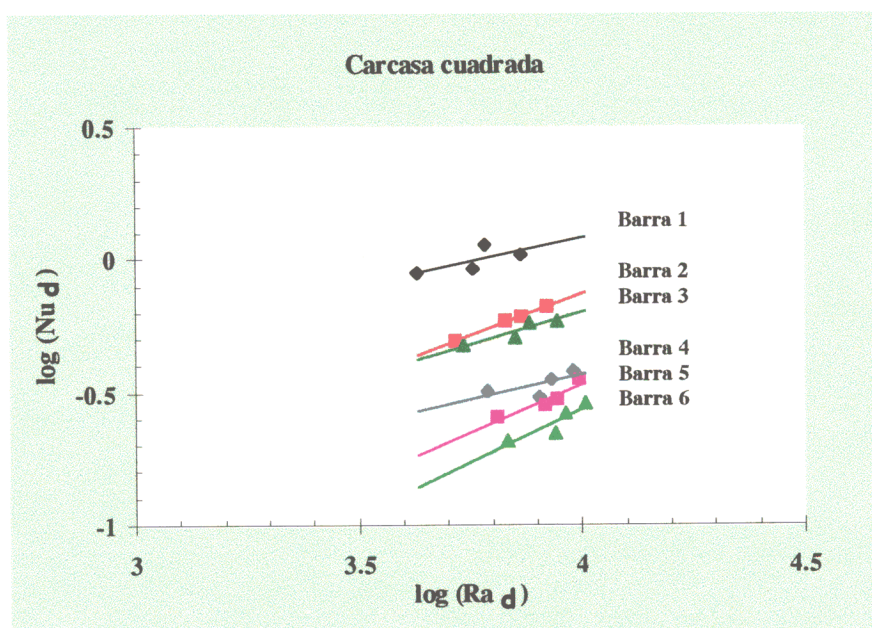


Figura 3.25. Nusselt individual de barra frente al Rayleigh, función de la posición de barra, para un sistema de configuración 6x6 y carcasa cuadrada ($L_c = 16.4$ cm)

En todos los sistemas estudiados con espaciado mínimo entre barras, 1.62 cm, se observa que las barras internas del haz tienen valores de los números de Nusselt muy pequeños. Esto indica que la escasa contribución de estas barras a la transferencia de calor por convección es debido al poco

espacio de que disponen para disipar su calor interior y al pequeño gradiente térmico que existe con las barras de alrededor.

En los sistemas de múltiples barras provistos de rejilla central, se ha considerado por separado la zona superior de barra de su zona inferior y se observa que los valores de los números de Nusselt individuales son más pequeños en la zona superior de barra. Esto se debe a la diferente geometría de la rejilla central del haz, con respecto a la rejilla del extremo inferior del haz.

3.5.2.2. - Nusselt global annulus

Los números de Nusselt globales tipo annulus están obtenidos a partir de los coeficientes globales de transferencia de calor por convección. El incremento térmico considerado en los cálculos de dichos coeficientes y de los números de Rayleigh globales tipo *annulus* es la diferencia de temperaturas entre la barra central del haz y la carcasa. La longitud característica utilizada en la definición de estos números de Nusselt y Rayleigh globales es el hueco anular haz - carcasa.

El número de Nusselt *annulus* es de utilidad para determinar la temperatura máxima en el interior del haz, a partir del calor neto global transferido por convección desde el haz de barras. También puede ser útil para el diseño del tamaño de los contenedores de almacenamiento de combustible nuclear gastado, dado que considera en su definición el diámetro equivalente del haz.

Si se representa el logaritmo del número de Nusselt global *annulus*, frente al logaritmo del Rayleigh correspondiente se observa variaciones lineales, de modo que ambos números adimensionales se pueden correlacionar mediante una expresión del tipo,

$$\log(Nu_a) = \log(c_2) + n \log(Ra_a) \quad (3.31)$$

Todos los números de Nusselt y Rayleigh globales que se mencionan a continuación son de tipo *annulus*, de modo que serán denominados simplemente globales.

Carcasa cilíndrica

Las variables que influyen en los Nusselt globales son el diámetro de la carcasa, el espaciado entre barras, la multiplicidad del haz y la presencia de la rejilla central espaciadora. La influencia de cada una de estas variables se estudia a continuación. La figura 3.26 representa el Nusselt global frente al Rayleigh correspondiente, para un sistema sencillo constituido por una sola barra

rodeada de carcassas cilíndricas de diferentes diámetros. Se observa, de igual modo que en el estudio individual de barras, que al aumentar el diámetro de la carcasa aumentan los Nusselt globales.

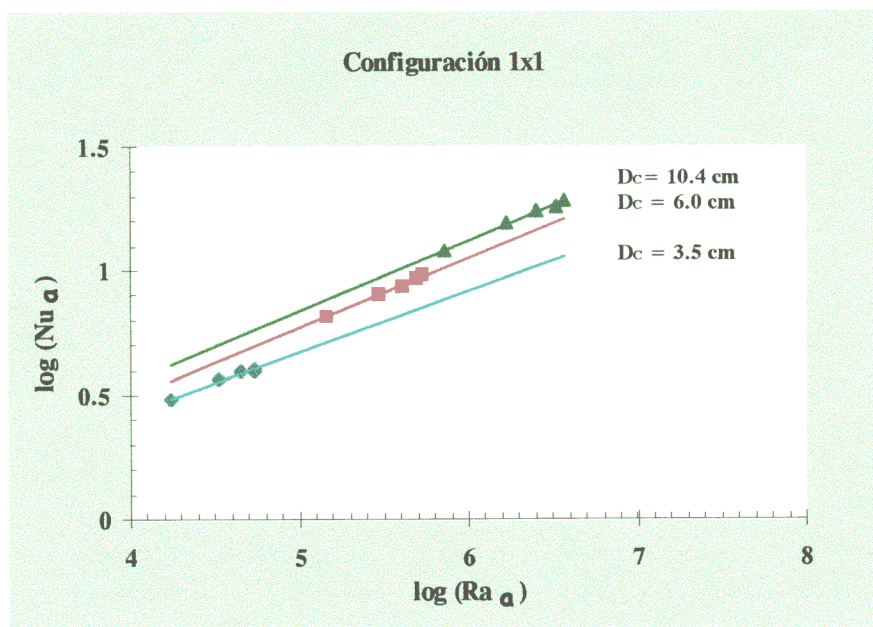


Figura 3.26. Nusselt globales frente al Rayleigh, función del diámetro de carcasa, para un sistema de configuración 1x1 y carcasa cilíndrica

En los sistemas constituidos por múltiples barras también se observa la influencia del tamaño de la carcasa. Así en la figura 3.27 se ha representado el Nusselt global frente al Rayleigh para una configuración 3x3 y espaciado entre barras anexas de 2.60 cm. Se observa como los mayores valores del número de Nusselt global se corresponden a sistemas con carcasa de mayor diámetro, debido a la existencia de una región anular mayor entre el haz y la carcasa que permite una mejor disipación de calor por convección.

El efecto que tiene el espaciado entre barras sobre los números de Nusselt globales se muestra en la figura 3.28, correspondiente a un sistema de configuración 3x3 con carcasa cilíndrica de 34.5 cm de diámetro. Se observa como aumenta el Nusselt global con el espaciado, efecto que ya se analizó en el estudio del Nusselt individual de barra, sin embargo el estudio global del haz contempla todo el conjunto de barras.

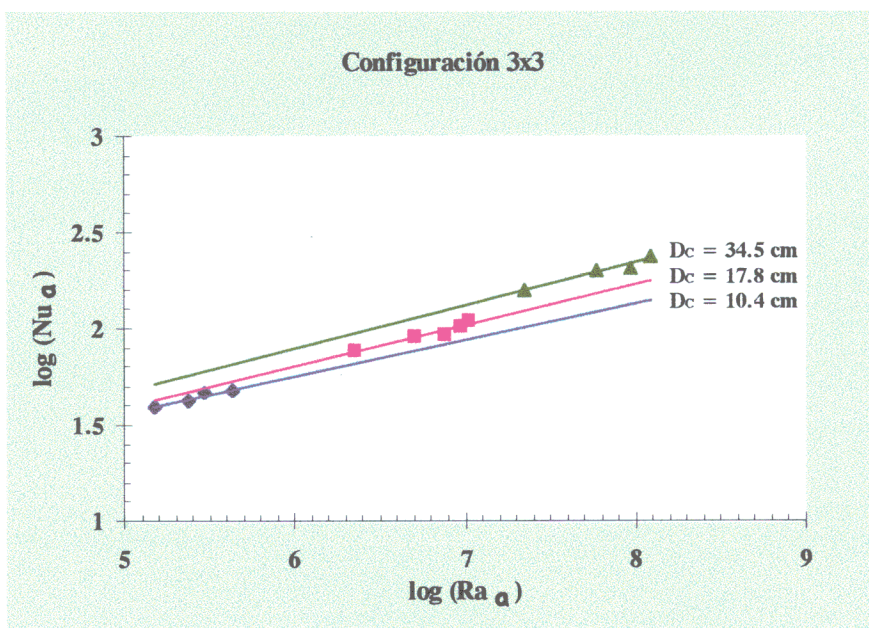


Figura 3.27. Nusselt global frente al Rayleigh, función del diámetro de carcasa, para un sistema de configuración 3x3 y carcasa cilíndrica. Espaciado de 2.60 cm

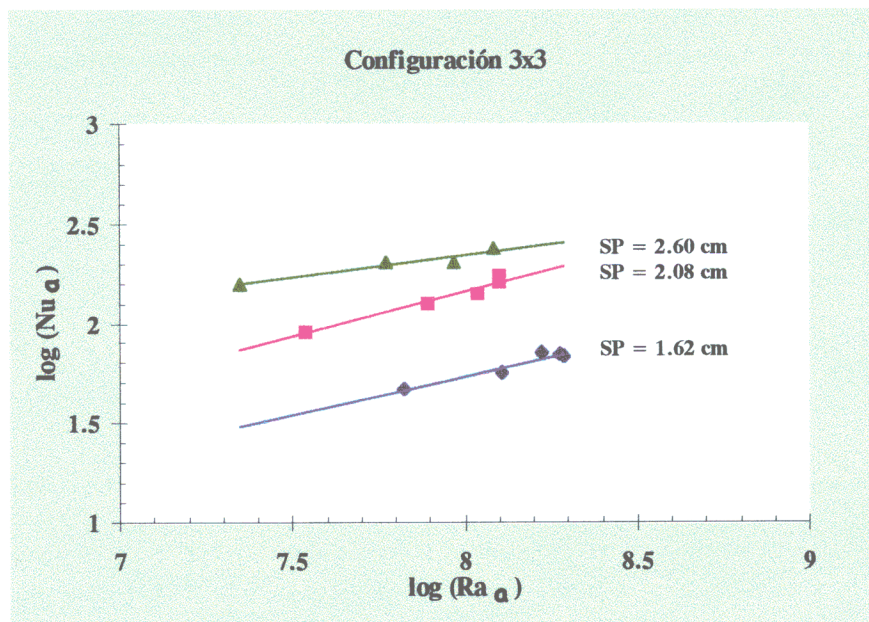


Figura 3.28. Nusselt global frente al Rayleigh, función del espaciado entre barras, para un sistema de configuración 3x3 y carcasa cilíndrica ($D_c = 34.5 \text{ cm}$)

Con objeto de estudiar el efecto de la multiplicidad del haz, se han representado en la figura 3.29 los Nusselt globales frente a los Rayleigh, para sistemas de configuraciones 3x3 y 5x5 con espaciado de 2.60 cm y una determinada relación anular entre haz y carcasa cilíndrica ($K=2.7$). Se observa que una mayor multiplicidad del haz da lugar a valores mas elevados de los Nusselt globales. Existen efectos similares del espaciado entre barras y de la multiplicidad del haz. El Nusselt global aumenta de forma considerable con el espaciado entre barras y ligeramente con la multiplicidad del haz, de modo que los mayores Nusselt globales se corresponden con los sistemas donde existe una mayor superficie externa del haz, lo cual ocurre cuando aumenta el espaciado entre barras y la multiplicidad del haz.

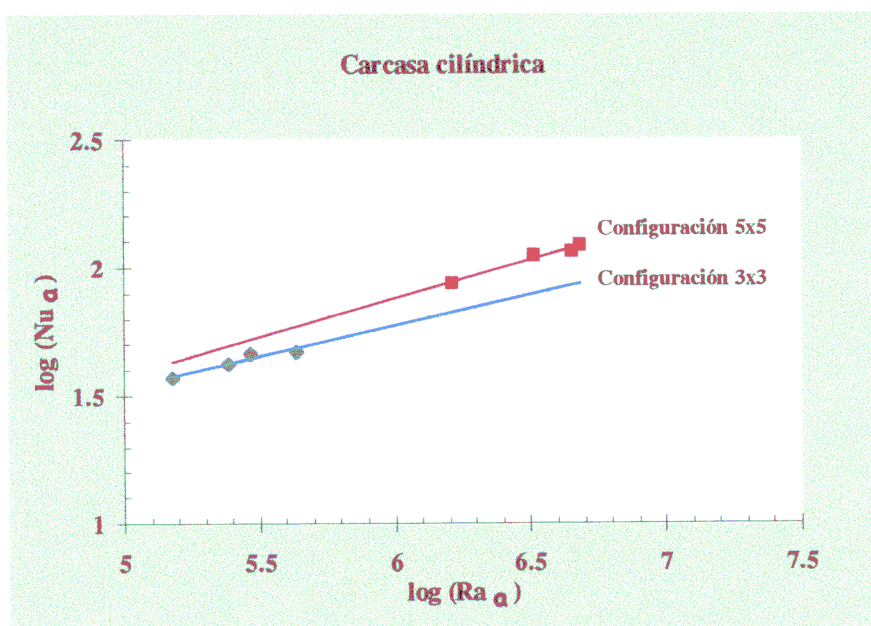


Figura 3.29. Nusselt global frente al Rayleigh, función de la multiplicidad del haz, para sistemas con espaciado de 2.60 cm y carcasa cilíndrica ($K = 2.7$)

El efecto que tiene la rejilla central en un sistema de configuración 4x4 y carcasa de 34.5 cm de diámetro, se muestra en la figura 3.30, donde se ha representado el Nusselt global frente al Rayleigh correspondiente, para un haz sin segmentar y para las zonas superior e inferior de un haz segmentado por una rejilla central. Se observa que la zona inferior del haz muestra valores más elevados del Nusselt global que la zona superior y que el haz sin segmentar tienen valores del Nusselt global muy próximos a los de la zona inferior del haz segmentado.

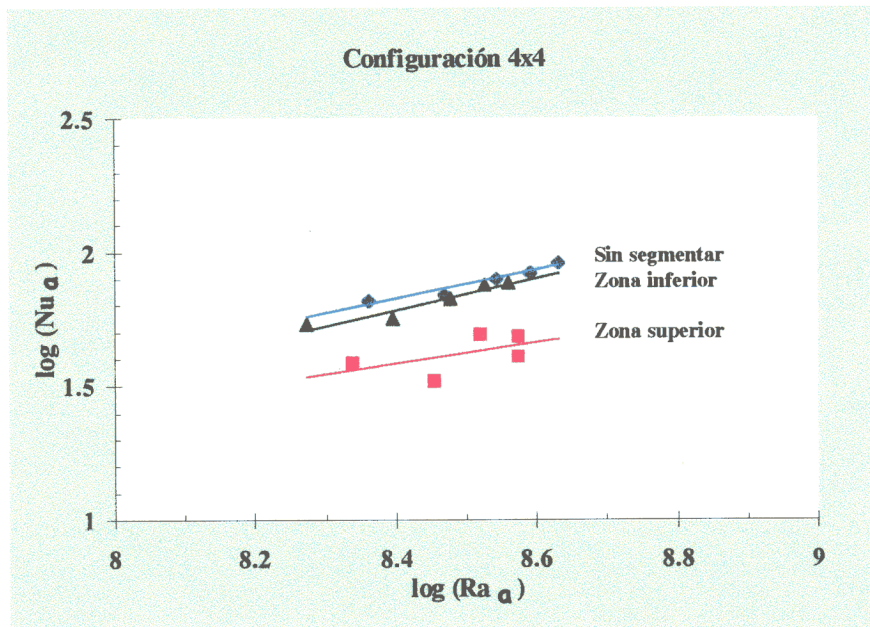


Figura 3.30. Nusselt global frente al Rayleigh, función de la presencia de la rejilla central, para un sistema de configuración 4x4 y carcasa cilíndrica ($D_c = 34.5$ cm)

Las diferencias entre los valores de los Nusselt globales de la zona inferior y superior del haz se debe a la diferente geometría de las rejillas inferior de fijación y central espaciadora, desde donde se inicia la formación de la capa límite térmica y de velocidad. Se observa como la zona superior del haz presenta una mayor dispersión de los valores de los Nusselt globales, debido a que la transferencia de calor por convección es más pequeña y los errores cometidos en los cálculos de los coeficientes globales de convección, y por tanto de los Nusselt globales, son mayores.

Carcasa cuadrada

Las variables que influyen en el Nusselt global para un sistema constituido por un haz de barras y una carcasa cuadrada de tamaño fijo, son la multiplicidad del haz y la presencia de la rejilla central espaciadora.

La figura 3.31 muestra el efecto de la multiplicidad del haz en sistemas de carcasa cuadrada. Puede observarse como aumenta notablemente el valor del Nusselt global con la multiplicidad del haz, del mismo modo que ocurría en sistemas de carcasa cilíndrica.

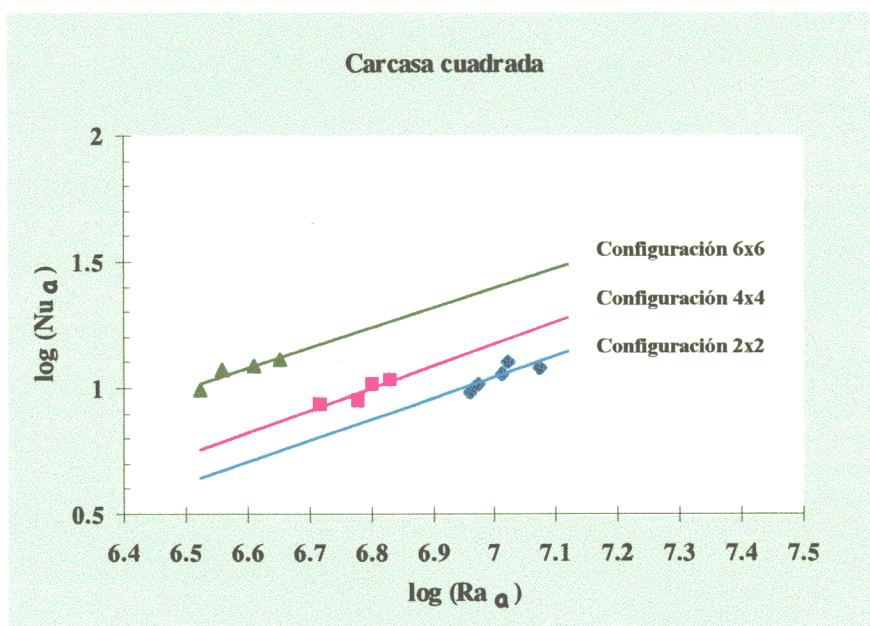


Figura 3.31. Nusselt global frente al Rayleigh, función de la multiplicidad del haz, en sistemas con carcasa cuadrada ($L_c = 16.4$ cm)

Las figuras 3.32a y 3.32b muestran los números de Nusselt globales frente a los Rayleigh correspondientes para la zona superior e inferior de un haz provisto de rejilla central espaciadora, función de la multiplicidad del haz. Se observa como los valores de los Nusselt globales de la zona inferior del haz son más elevados que los correspondientes a la zona superior y que una mayor multiplicidad del haz mejora la transferencia de calor por convección, sobre todo en la zona inferior del haz.

En los sistemas de barras rodeadas de carcasa cuadrada, donde se mantiene fijo el tamaño de ésta, existe una relación directa entre la multiplicidad del haz y el espacio comprendido entre haz y carcasa, de manera que el haz de menor multiplicidad tiene mayor espacio para su refrigeración. Los efectos de estas variables en los valores de los Nusselt globales parecen contrapuestos. Por un lado un mayor hueco entre haz y carcasa mejora la transferencia de calor por convección, pero esto requiere utilizar configuraciones de menor número de barras. Aunque existen efectos contrapuestos de estas variables en los Nusselt globales, el efecto de aumentar la multiplicidad del haz es más importante que el efecto de reducir el hueco anular entre haz y carcasa.

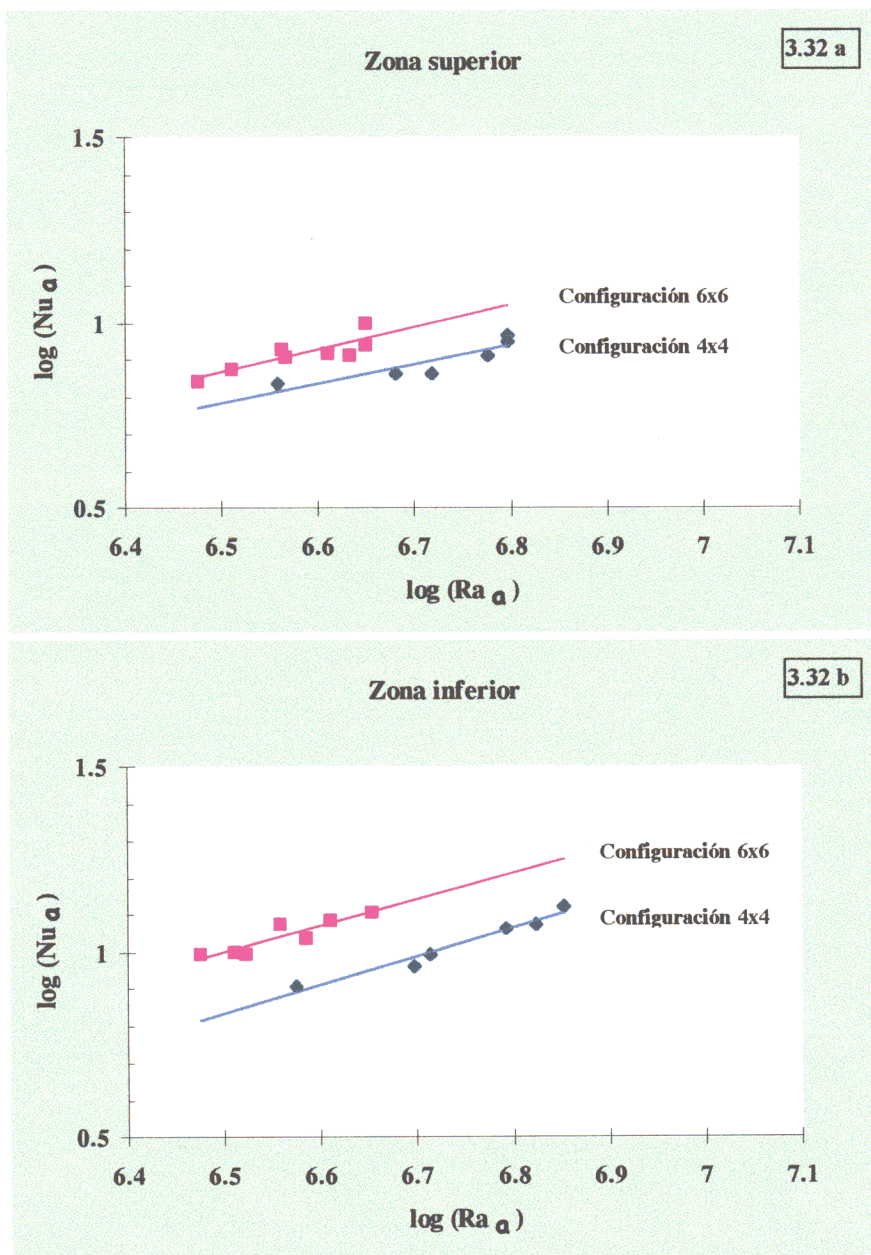


Figura 3.32. Nusselt global frente al Rayleigh función de la zona de barra y multiplicidad del haz, en sistemas provistos de rejilla central y carcasa cuadrada ($L_C = 16.4$ cm)

3.5.3. - Correlaciones del Nusselt frente al Rayleigh

Los números de Nusselt individuales y globales han sido correlacionados con los números de Rayleigh correspondientes, mediante una función de tipo exponencial,

$$Nu_x = cte(Ra_x)^n \pm \left(\frac{\xi}{100} \right) \quad (3.32)$$

El subíndice, x , indica el parámetro longitudinal característico utilizado para el cálculo de los números de Nusselt y Rayleigh. En el caso de una barra individual dicho parámetro es el diámetro de ésta, mientras que para el conjunto de todas las barras que constituyen el haz se refiere al hueco anular entre haz y carcasa.

El exponente del número de Rayleigh, n , depende únicamente de la geometría de la carcasa, coincidiendo para correlaciones individuales y globales. Para sistemas de carcasa cilíndrica el valor del exponente es de 0.248, mientras que los de carcasa cuadrada su valor es de 0.296.

El valor de la constante, de la ecuación 3.32, depende de parámetros geométricos del haz (posición de barra, hueco anular entre haz y carcasa, espaciado entre barras y número de barras) y del tipo de geometría de rejilla situada en la base inferior del sistema. La figura 3.33 muestra, a modo de ejemplo, la geometría de la rejillas de fijación y espaciadora, para un sistema de configuración 6x6. Se observa como en el caso de la rejilla tipo #1 (de fijación) las barras quedan sujetadas mediante cuatro pletinas, mientras que en la rejilla tipo #2 (espaciadora) las barras disponen de tres puntos de sujeción, uno de los cuales es un resorte que mantiene una fricción sobre la superficie de las barras impidiendo su movimiento en dirección longitudinal y asegurando el espaciado requerido entre las barras.

Los errores medios asociados a los valores del Nusselt obtenidos mediante correlaciones, son calculados mediante la siguiente ecuación,

$$\xi = 100 \sqrt{\frac{\sum \left(\frac{Nu_T - Nu}{Nu_T} \right)^2}{n(n-1)}} \quad (3.33)$$

donde Nu_T es el valor teórico obtenido mediante la correlación, Nu el valor obtenido experimentalmente y n el número de resultados experimentales.

A continuación se muestra la forma que adoptan las correlaciones individuales y globales obtenidas. En cada una de ellas se ha tratado separadamente los resultados para sistemas de carcasa cilíndrica y cuadrada, dado el diferente exponente del número de Rayleigh.

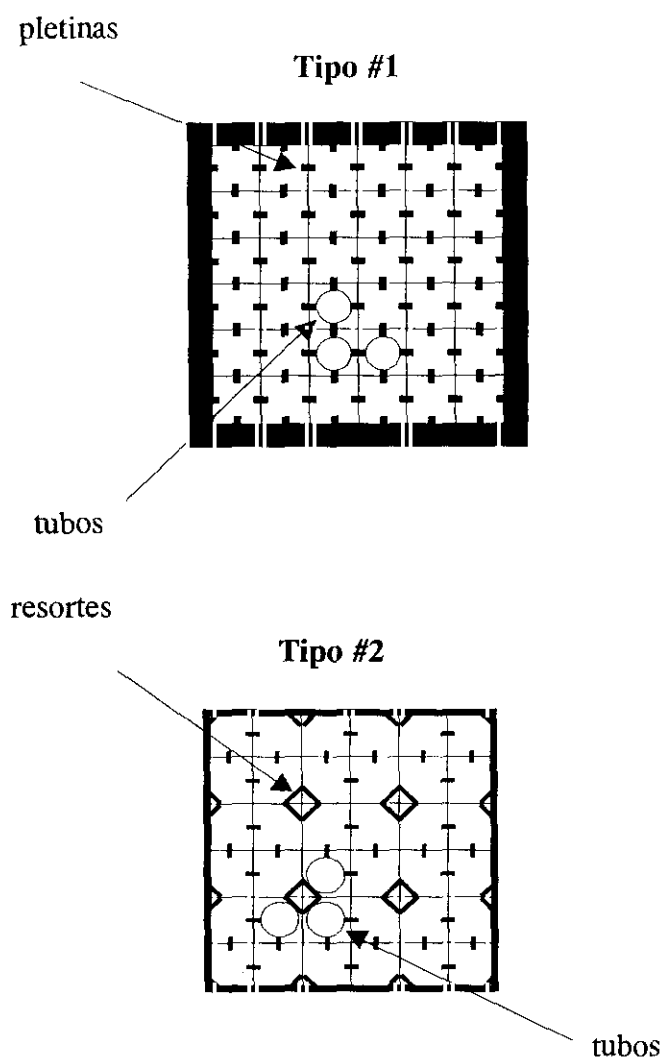


Figura 3.33. Geometría de las rejillas de fijación (tipo #1) y espaciadora (tipo #2)

3.5.3.1. - Correlaciones individuales

El número de correlaciones individuales obtenidas para cada sistema se corresponde con el número de barras que ocupan posiciones relativas distintas en el haz. Para sistemas de carcasa cilíndrica la configuración de mayor multiplicidad, 5x5, da lugar a cinco correlaciones individuales, el mismo número que la configuración 6x6 para un sistema de carcasa cuadrada.

Carcasa cilíndrica

La posición relativa de barra en el haz y el espaciado entre barras determinan el valor de la constante de las correlaciones individuales en sistemas de carcasa cilíndrica. La correlación incluye el parámetro geométrico K , el cual representa la relación entre el diámetro de carcasa y el diámetro equivalente del haz. La correlación obtenida para las barras individuales tiene la forma,

$$Nu_d = c_1 K^{0.183} (Ra_d)^{0.248} \pm \left(\frac{\xi}{100} \right) \quad \begin{matrix} 2.7 \leq K \leq 9.8 \\ 1.2 \times 10^3 \leq Ra_d \leq 1.5 \times 10^4 \end{matrix} \quad (3.34)$$

Los valores de la constante, c_1 , se encuentran en el intervalo comprendido entre 0.014 y 0.43, como se indica en la tabla 3.19. El valor de dicha constante aumenta a medida que las barras ocupan posiciones más periféricas en el haz y mayor es el espaciado entre barras. Se observa como el valor de la constante en el sistema de configuración 4x4 provisto de rejilla tipo #2 (espaciadora) es inferior al valor obtenido para el mismo sistema pero con rejilla tipo #1 (de fijación), debido a la distinta geometría de ambas rejillas (ver figura 3.33).

Tabla 3.19. Valores de la constante, c_1 , de barras individuales en sistemas con carcasa cilíndrica

Config.	Rejilla	SP (cm)	Barra 1	Barra 2	Barra 3	Barra 4	Barra 5	Barra 6
5x5	tipo #1	2.60	0.430	0.346	0.290	0.230	0.208	0.179
		1.62	0.264	0.108	0.083	0.037	0.021	0.014
4x4	tipo #1	2.08	0.237	0.199	0.124			
		1.62	0.108	0.054	0.023			
	tipo #2	1.62	0.055	0.029	0.010			
3x3	tipo #1	2.60	0.368	0.329	0.277			
		2.08	0.245	0.208	0.189			
		1.62	0.149	0.071	0.016			
1x1	tipo #1	-----	0.193					

Carcasa cuadrada

La posición relativa de las barras en el haz en sistemas de carcasa cuadrada determina el valor de la constante en las correlaciones individuales de barra, cuya forma es,

$$Nu_d = c_2 (Ra_d)^{0.296} \pm \left(\frac{\xi}{100} \right) \quad 4.1 \times 10^3 \leq Ra_d \leq 1.1 \times 10^4 \quad (3.35)$$

El valor de la constante, c_2 , es diferente para cada barra y se encuentra en el intervalo comprendido entre 0.011 y 0.077, como se indica en la tabla 3.20. La constante aumenta a medida que la barra ocupa posiciones más periféricas en el haz y mayor es la multiplicidad del haz, siendo su valor inferior en los sistemas con rejilla tipo #2 (espaciadora) que en los sistemas con rejilla tipo #1 (de fijación), del mismo modo que ocurría con el sistema de configuración 4x4 y carcasa cilíndrica, por las mismas razones de tipo de geometría de las rejillas.

Tabla 3.20. Valores de la constante, c_2 , de barras individuales en sistemas con carcasa cuadrada

Config.	Rejilla	Barra 1	Barra 2	Barra 3	Barra 4	Barra 5	Barra 6
6x6	#1	0.077	0.043	0.039	0.024	0.020	0.017
	#2	0.052	0.030	0.027	0.016	0.013	0.012
4x4	#1	0.056	0.033	0.015			
	#2	0.049	0.023	0.011			
2x2	#1	0.043					

3.5.3.2. - Correlaciones globales

Las correlaciones globales contienen un número máximo de tres parámetros geométricos adimensionales, relacionados con la carcasa y el haz. Estos parámetros son la relación entre diámetro de carcasa y diámetro equivalente del haz, K , la relación entre espaciado y diámetro de barra, S , y la multiplicidad del haz, M .

Las correlaciones globales no incluyen la geometría de las rejillas, tipos #1 (de fijación) y #2 (espaciadora), con lo cual se obtienen dos correlaciones, la primera de ellas referida a sistemas de una sola barra o de múltiples barras, incluyendo la zona inferior de un haz de barras provisto de rejilla central (ver figura 2.3 de la parte experimental) y la segunda de las correlaciones es exclusiva para la zona superior de un haz de múltiples barras provisto de rejilla central espaciadora. Ambas correlaciones han sido obtenidas tanto para sistemas de carcasa cilíndrica como cuadrada, de modo que son cuatro el número total de correlaciones globales.

Carcasa cilíndrica

El modelo de anillo equivalente utilizado en los sistemas de múltiples barras y carcasa cilíndrica supone la existencia de un cilindro ficticio concéntrico con la carcasa. El hueco anular resultante, definido como la diferencia entre los diámetros de ambos cilindros, se utiliza para el cálculo del Nusselt y Rayleigh globales. El diámetro equivalente del haz coincide con el diámetro de barra para el sistema de configuración 1x1, mientras que en los sistemas de múltiples barras se calcula como el producto de la multiplicidad del haz, M , por el diámetro de barra, d .

El Nusselt global se ha correlacionado con el Rayleigh correspondiente mediante dos expresiones generales donde intervienen los parámetros geométricos adimensionales K , S y M (cuyos valores aparecen en la tabla 3.21) y que se diferencian únicamente en el valor de la constante primera, que es función de la geometría de la rejilla,

$$Nu_a = 0.168 \ K^{0.467} \ S^{(2.05+0.2M)} \ (Ra_a)^{0.248} \pm \left(\frac{\xi}{100} \right) \quad \text{rejilla \#1} \quad (3.36)$$

$$Nu_a = 0.066 \ K^{0.467} \ S^{(2.05+0.2M)} \ (Ra_a)^{0.248} \pm \left(\frac{\xi}{100} \right) \quad \text{rejilla \#2} \quad (3.37)$$

Estas correlaciones son válidas para los intervalos,

$$1.7 \times 10^4 \leq Ra_a \leq 5.8 \times 10^8$$

$$2.7 \leq K \leq 9.8$$

$$1.25 \leq S \leq 2.0$$

$$1 \leq M \leq 5$$

En el sistema constituido por una sola barra rodeada de una carcasa cilíndrica, el valor del parámetro geométrico adimensional, S , que aparece en la correlación global de la ecuación 3.36, debe ser la unidad. De este modo la correlación del Nusselt global es similar a la correlación del Nusselt individual de barra dado por la ecuación 3.34.

Tabla 3.21. Parámetros geométricos en sistemas de carcasa cilíndrica, para un diámetro de barra de 1.3 cm

M x M	SP (cm)	S (SP/d)	D _C (cm)	D _{haz} (cm)	K (D _C /D _{haz})
1x1	---	-----	3.5 - 10.4	1.3	2.7 - 8.0
3x3	1.62 - 2.60	1.25 - 2.0	10.4 - 34.5	3.9	2.7 - 8.9
4x4	1.62 - 2.08	1.25 - 1.6	17.8 - 50.9	5.2	3.4 - 9.8
5x5	1.62 - 2.60	1.25 - 2.0	17.8 - 50.9	6.5	2.7 - 7.8

Carcasa cuadrada

El Nusselt global en sistemas de carcasa cuadrada es obtenido también según el modelo de anillo equivalente, donde el hueco anular resultante entre el haz y la carcasa se define como la diferencia entre el lado de la carcasa y el lado equivalente del haz. Este último se define como el producto de la multiplicidad del haz y el diámetro de barra. En los experimentos realizados con sistemas de carcasa cuadrada se ha variado la multiplicidad del haz (2x2, 4x4 y 6x6), el espaciado entre barras y el lado de la carcasa se han mantenido fijados en 1.62 cm y 16.4 cm, respectivamente, y en ocasiones se ha utilizado una rejilla central espaciadora.

El Nusselt global se ha correlacionado con el Rayleigh correspondiente mediante dos expresiones generales, donde interviene la multiplicidad del haz, y que difieren únicamente en el valor de la constante primera que es función de la geometría de la rejilla,

$$Nu_a = 0.0723 M^{0.31} (Ra_a)^{0.296} \pm \left(\frac{\xi}{100} \right) \quad \text{rejilla \#1} \quad (3.38)$$

$$Nu_a = 0.0532 M^{0.31} (Ra_a)^{0.296} \pm \left(\frac{\xi}{100} \right) \quad \text{rejilla \#2} \quad (3.39)$$

válidas para los intervalos:

$$3.0 \times 10^6 \leq Ra_a \leq 1.3 \times 10^7$$

$$2 \leq M \leq 6$$

3.5.3.3. - Errores asociados a las correlaciones

Los porcentajes de errores medios calculados mediante la ecuación 3.33 para las correlaciones individuales y globales se muestran en las tablas 3.22 y 3.23, correspondientes a sistemas de carcasa cilíndrica y cuadrada, respectivamente.

Los errores medios asociados a las correlaciones individuales, generalmente, son mayores en las barras internas del haz debido a la pequeña influencia que ejerce el tamaño de la carcasa en el valor del número de Nusselt. El error medio más pequeño calculado se corresponde con la correlación individual de una configuración simple de barra.

Tabla 3.22. Porcentajes de errores medios en las correlaciones de sistemas con carcasa cilíndrica

Carcasa cilíndrica										
Config	L (cm)	Rejilla	SP (cm)	% Error medio						
				Global	Barra 1	Barra 2	Barra 3	Barra 4	Barra 5	Barra 6
5x5	90	tipo #1	2.60	4.19	4.68	4.05	4.59	4.72	5.12	6.81
	90		1.62	6.17	6.44	5.84	6.19	6.31	5.37	4.12
4x4	90	tipo #1	2.08	8.84	6.34	3.01	5.58			
	90		1.62	5.37	2.75	2.74	3.79			
	45		1.62	7.18	6.59	4.34	6.66			
	45	tipo #2	1.62	2.87	5.96	5.91	9.97			
3x3	90	tipo #1	2.60	5.42	4.58	4.20	3.01			
	90		2.08	5.61	2.21	2.75	2.21			
	90		1.62	5.42	2.87	2.86	7.04			
1x1	90	tipo #1	-----	1.00	1.00					

Tabla 3.23. Porcentajes de errores medios en las correlaciones de sistemas con carcasa cuadrada

Carcasa cuadrada										
Config.	L (cm)	Rejilla	SP (cm)	% Error medio						
				Global	Barra 1	Barra 2	Barra 3	Barra 4	Barra 5	Barra 6
6x6	90	tipo #1	1.62	3.62	4.56	3.67	2.39	4.71	4.62	4.35
	45		1.62	2.81	3.10	3.39	1.96	2.54	4.19	5.04
	45	tipo #2	1.62	1.65	2.59	2.04	1.33	2.81	2.96	2.16
4x4	90	tipo #1	1.62	3.89	4.67	4.65	6.65			
	45		1.62	4.43	4.19	4.36	4.33			
	45	tipo #2	1.62	2.89	4.27	3.22	4.10			
2x2	90	tipo #1	1.62	3.16	3.39					

El valor medio de los porcentajes de errores asociados a las correlaciones globales es de 3.8%. Los errores son mayores para la configuración 4x4 con carcasa cilíndrica debido a que la barra central en un sistema de configuración par no representa el centro geométrico del haz, con lo cual la temperatura máxima utilizada en los cálculos de los coeficientes globales de convección y por tanto del Nusselt global es inferior a la temperatura existente si hubiera barra en el centro.

Una comparación de los resultados experimentales de los Nusselt globales experimentales frente a los teóricos, obtenidos en el presente estudio y por diversos autores, se muestra en la tabla 3.24 para algunas potencias eléctricas y una combinación de parámetros geométricos relacionados con el haz y la carcasa. Con el fin de comparar los resultados, todas las correlaciones han sido adaptadas al mismo tipo de Rayleigh y Nusselt global (tipo *annulus*), utilizándose la misma combinación de variables de operación.

Tabla 3.24. Comparación de los Nusselt globales experimentales con los teóricos obtenidos en la presente investigación (rejilla tipo #1) y por varios autores

Geometría de carcasa		Cilíndrica					Cuadrada		
Configuración		1x1	3x3	4x4	5x5	3x3	5x5	4x4	6x6
Longitud (cm)		90	90	90	90	90	90	45	45
Potencia (W)		18	162	72	450	162	450	59	63
Espaciado (cm)		----	1.62	1.62	1.62	2.60	2.60	1.62	1.62
D _C ó L _C (cm)		6.0	10.4	17.8	34.5	10.4	34.5	16.4	16.4
T carcasa (°C)		30	40	25	27	54	28	28	25
T barra central (°C)		102	192	85	209	103	94	124	112
RAYLEIGH ANNULUS		4.0×10 ⁵	1.3×10 ⁶	8.2×10 ⁶	1.4×10 ⁸	4.3×10 ⁵	8.5×10 ⁷	6.8×10 ⁶	4.5×10 ⁶
N U S S E L T	EXPERIMENTAL	8.6	14.9	33.4	76.0	46.8	282.2	11.8	12.8
	TEÓRICO	8.4	15.6	28.9	75.4	41.5	280.2	11.7	11.8
	KEYHANI (1987)	10.1	14.6	34.8	128.9	14.1	157.6	N/A	N/A
	YANG (1987)	6.2	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
	KUMAR (1991).	10.3	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
	THOMAS (1970)	7.9	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
	HSIEH (1994)	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	11.8	9.0

N/A: no aplicable

Los resultados de KEYHANI et al. (1987), YANG (1987), KUMAR et al. (1991) y THOMAS et al. (1970) se ajustan bastante bien a los obtenidos teórica y experimentalmente en la presente investigación, cuando se trata de un sistema de una sola barra rodeado de carcasa cilíndrica. Además los resultados propuestos por KEYHANI et al. (1987) son próximos a los Nusselt obtenidos para las configuraciones 3x3 y 4x4 con carcasa cilíndrica y espaciado entre barras de

1.62 cm. HSIEH et al. (1994) presentan resultados comparables a los obtenidos para sistemas de múltiples barras y carcasa cuadrada.

3.5.4. - Aplicaciones de las correlaciones

Las correlaciones individuales del número de Nusselt son útiles para estimar los coeficientes individuales de transferencia de calor por convección, así como los porcentajes de calor neto individuales transferidos por convección, asociados a cada una de las barras que ocupan posiciones diferentes en el haz.

Las correlaciones del número de Nusselt global permiten predecir la temperatura máxima en el interior de sistemas de múltiples barras. La expresión utilizada se obtiene por igualación de los términos de las ecuaciones 3.25 y 3.27. Por un lado, en la ecuación 3.25 el coeficiente global de transferencia de calor por convección es función del calor neto global transferido por convección, el área equivalente del haz, la temperatura máxima del sistema y la temperatura de la carcasa. Por otro lado, en la ecuación 3.27 el coeficiente global es función del número de Nusselt global y del hueco anular entre haz y carcasa.

De este modo, dependiendo de la geometría de la carcasa, la temperatura máxima de la barra central en los distintos sistemas estudiados se puede expresar como,

$$T_{max} = T_C + \left[\left(\frac{Q_{convec}}{\pi L k_f u_a} \right) \times \left(\frac{(D_C - D_{haz})}{D_{haz}} \right) \right] \quad (\text{carcasa cilíndrica}) \quad (3.40)$$

$$T_{max} = T_C + \left[\left(\frac{Q_{convec}}{4 L k_f u_a} \right) \times \left(\frac{(L_C - L_{haz})}{L_{haz}} \right) \right] \quad (\text{carcasa cuadrada}) \quad (3.41)$$

siendo,

- T_C : Temperatura media de la carcasa, °C
- Q_{convec} : Calor neto global transferido por convección, W
- L : Longitud o altura del haz de barras, m
- k_f : Conductividad térmica del aire, W/m °C
- D_C : Diámetro de la carcasa cilíndrica, cm

- D_{haz} : Diámetro equivalente del haz, cm
 L_C : Lado de la carcasa cuadrada, cm
 L_{haz} : Lado equivalente del haz, cm
 Nu_a : Nusselt global tipo *annulus* de correlación

El calor neto global transferido por convección se puede obtener a partir del calor eléctrico suministrado al sistema y del porcentaje de éste transferido por radiación en cada caso,

$$Q_{convec} = Q_{eléctrico} \cdot (1 - \eta_{radiac}) \quad (3.42)$$

El porcentaje de calor transferido por radiación ha sido correlacionado con un factor de visión medio. Este es obtenido a partir de los factores de visión de las “n” barras periféricas del haz con la carcasa. Ambas expresiones se muestran a continuación,

$$\eta_{radiac} = a_1 (\overline{F_{iC}})^{(Ma_2 - a_3)} \quad (3.43)$$

siendo,

$$\overline{F_{iC}} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n F_{iC}$$

Los valores de las constantes de la ecuación 3.43 se indican en la tabla 3.25 y son función de la geometría de la carcasa y del tipo de rejilla.

Tabla 3.25. Valores de las constantes de la ecuación 3.43

Geometría de carcasa	Tipo de rejilla	a ₁	a ₂	a ₃
Cilíndrica	# 1	0.25	0.30	1.65
	# 2	0.39	0.30	1.65
Cuadrada	# 1	0.40	0.16	1.02
	# 2	0.48	0.16	1.02

El Nusselt global obtenido mediante las ecuaciones 3.36 a 3.39 es función del Rayleigh global y de parámetros geométricos relacionados con el haz y la carcasa. Dado que para el cálculo del número de Rayleigh global se necesita conocer la temperatura máxima del sistema, objeto de la predicción,

es más apropiado utilizar el número de Rayleigh global modificado Ra_a^* , el cual está referido al calor neto global transferido por convección,

$$Ra_a^* = Ra_a Nu_a = \frac{g\beta(D_C - D_{haz})^4 Q_{convec}}{\pi D_{haz} L k_f \nu_f \alpha_f} \quad (\text{carcasa cilíndrica}) \quad (3.44)$$

$$Ra_a^* = Ra_a Nu_a = \frac{g\beta(L_C - L_{haz})^4 Q_{convec}}{4 L_{haz} k_f \nu_f \alpha_f} \quad (\text{carcasa cuadrada}) \quad (3.45)$$

De este modo el número de Nusselt global puede referirse al Rayleigh global modificado, con lo cual quedan transformadas las correlaciones globales obtenidas anteriormente en estas otras,

Carcasa cilíndrica:

$$Nu_a = b_1 K^{0.374} S^{(0.16M+1.64)} (Ra_a^*)^{0.199} \quad b_1 = \begin{cases} 0.239 & \text{rejilla \#1} \\ 0.113 & \text{rejilla \#2} \end{cases} \quad (3.46)$$

Carcasa cuadrada:

$$Nu_a = c_1 M^{0.239} (Ra_a^*)^{0.228} \quad c_1 = \begin{cases} 0.132 & \text{rejilla \#1} \\ 0.104 & \text{rejilla \#2} \end{cases} \quad (3.47)$$

La secuencia utilizada para la predicción de la temperatura máxima comienza con el cálculo del Rayleigh global modificado mediante las ecuaciones 3.44 o 3.45 (según el tipo de carcasa), donde las propiedades termofísicas del aire (conductividad térmica, difusividad térmica y viscosidad cinemática) se determinan inicialmente a la temperatura de la carcasa. A continuación se calcula el Nusselt global a partir del Rayleigh global modificado mediante las ecuaciones 3.46 o 3.47, donde intervienen los parámetros geométricos del haz y el tipo de rejilla. Los resultados del Nusselt global obtenidos se llevan a las ecuaciones 3.40 o 3.41 donde se determina la temperatura máxima a partir de la temperatura de la carcasa, la conductividad térmica del aire y el calor neto global transferido por convección. Este último se obtiene mediante las ecuaciones 3.42 y 3.43, función de la geometría de la carcasa y del tipo de rejilla.

Dado que las propiedades termofísicas del aire han de calcularse a la temperatura media aritmética entre carcasa y barra central, y dado que la temperatura de ésta es obtenida mediante la predicción, es necesario iniciar un proceso iterativo de cálculo. Así en la primera iteración se obtuvo un valor de la temperatura máxima que se corresponde a valores de las propiedades termofísicas del aire calculados a partir de la temperatura de la carcasa. En una segunda iteración se utiliza para determinar las propiedades del aire, el valor medio aritmético entre temperatura de carcasa y el valor de temperatura máxima obtenido en la iteración anterior. De este modo se obtiene otro valor de la temperatura máxima, el cual se compara con el valor obtenido en la primera iteración y se comprueba si los resultados se diferencian en $\pm 1^\circ \text{C}$, en cuyo caso finaliza el proceso iterativo. Si la diferencia es mayor de este margen se realizan nuevas iteraciones hasta que los resultados de dos iteraciones sucesivas converjan.

Los porcentajes de errores medios, obtenidos mediante la ecuación 3.33, que se asocian a la predicción de la temperatura máxima, en relación con el valor de temperatura obtenido experimentalmente, son en la mayoría de los casos inferiores al 5%, como muestra las tablas 3.26a y 3.26b, para sistemas de carcasa cilíndrica y cuadrada, respectivamente.

Tabla 3.26. Porcentajes de errores asociados a las predicciones de temperatura máxima

a) Sistemas con carcasa cilíndrica

Configuración	5x5		4x4				3x3			1x1
Longitud (cm)	90		90		45		90			90
Tipo de rejilla	# 1		# 1		# 1	# 2	# 1			# 1
Espaciado (cm)	2.60	1.62	2.08	1.62	1.62	1.62	2.60	2.08	1.62	----
% Error medio	2.47	2.76	5.08	4.73	6.94	1.17	5.44	1.79	4.55	1.60

b) Sistemas con carcasa cuadrada

Configuración	6x6			4x4			2x2
Longitud (cm)	90	45		90	45		90
Tipo de rejilla	# 1	# 1	# 2	# 1	# 1	# 2	# 1
Espaciado (cm)	1.62	1.62	1.62	1.62	1.62	1.62	1.62
% Error medio	3.62	2.83	2.55	4.61	2.15	2.95	2.11

ABRIR 4.- CONCLUSIONES

